



TUGAS AKHIR - TM 141585

ANALISIS FATIGUE PADA SLEWING TOWER LEVEL LUFFING CRANE BERBASIS METODE ELEMEN HINGGA

HANUN A.R. CAHYONO
NRP. 02111440000099

Dosen Pembimbing
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.
196807061999031004

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 141585

***ANALISIS FATIGUE PADA SLEWING TOWER LEVEL
LUFFING CRANE BERBASIS METODE ELEMEN HINGGA***

HANUN A.R. CAHYONO

NRP. 02111440000099

Dosen Pembimbing

Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.

196807061999031004

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2018



FINAL PROJECT - TM 141585

FATIGUE ANALYSIS FOR SLEWING TOWER LEVEL LUFFING CRANE USING FINITE ELEMENT METHOD

HANUN A.R. CAHYONO

NRP. 02111440000099

Advisor

Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.

196807061999031004

DEPARTMENT of MECHANICAL ENGINEERING

Faculty of Industrial Technology

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya 2018

ANALISIS *FATIGUE* PADA *SLEWING TOWER LEVEL* *LUFFING CRANE* BERBASIS METODE ELEMEN HINGGA

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

HANUN A.R. CAHYONO

NRP. 02111440000099

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT. (Pembimbing)
NIP. 196807061999031004
2. Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D. (Penguji I)
NIP. 197909262005011001
3. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E (Penguji II)
NIP. 196511031990021001
4. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT (Penguji III)
NIP. 198907052015042005

SURABAYA

JULI, 2018

ANALISIS *FATIGUE* PADA *SLEWING TOWER LEVEL LUFFING CRANE* BERBASIS METODE ELEMEN HINGGA

Nama Mahasiswa : Hanun A.R. Cahyono
NRP : 0211144000099
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.

ABSTRAK

Majunya sektor industri di Indonesia, menuntut adanya fasilitas infrastruktur yang memadai dalam pelaksanaan proses produksi maupun distribusi. Tidak kalah penting adalah pengadaan peralatan pemindah bahan, salah satunya adalah *crane*. *Crane* merupakan alat yang bekerja dengan mengangkat, memindahkan secara horizontal, kemudian menurunkan material di tempat yang diinginkan. Tidak hanya tegangan statis, pergerakan dalam mengangkat material secara vertikal maupun horizontal, menyebabkan tegangan dinamis yang juga turut berpengaruh terhadap ketahanan struktur *crane*. Tegangan dinamis berulang inilah yang dapat menyebabkan kelelahan (*Fatigue*) sehingga terjadi kegagalan seperti retak (*Crack*). Salah satunya adalah yang terjadi pada bagian *tower Slewing Tower Level Luffing Crane* produksi PT. Lelangon yang telah beroperasi selama 4 tahun di Tanjung Emas, Semarang, Jawa Tengah. Berhubungan dengan kasus tersebut, pada penelitian ini dilakukan analisa *fatigue* menggunakan Metode Elemen Hingga (MEH).

Analisis dilakukan dengan pembebanan vertikal dan horizontal pada bagian *tower* menggunakan simulasi *software ANSYS Workbench* 18.0. Selain untuk verifikasi data beban

desain, perhitungan secara statis dengan beban aktual maksimal yaitu 20 ton dilakukan untuk memperoleh pembebanan yang akan digunakan pada tahap simulasi sebagai *load condition*. Kemudian, simulasi *static structural* dilakukan hanya pada bagian *tower* yang terbuat dari material *High Strength Steel S355J2G3* dengan kondisi batas *fixed support* pada bagian dasar. Sebagai tahap proses validasi, hasil analisis *fatigue* melalui simulasi akan dibandingkan dengan perhitungan manual menggunakan aturan *Palmgreen Miner* untuk memperoleh *fatigue life*, berikut *fatigue damage* dan *safety factor*.

Hasil dari penelitian ini didapatkan bahwa pada pembebanan secara vertikal dan horizontal, *fatigue life* dari *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini jauh melebihi *service life* saat munculnya keretakan yaitu 3 tahun. Selain itu, *fatigue life* yang didapat juga masih berada di atas *designed life* 15 tahun. Hal ini diikuti dengan *fatigue damage* dan *safety factor* yang menunjukkan bahwa konstruksi *crane* aman dengan kondisi pembebanan tersebut. Hasil ini menjadi bukti bahwa kegagalan berupa *crack* yang terjadi bukan disebabkan oleh *fatigue*. Terlebih lagi, kegagalan akibat *fatigue* secara vertikal maupun horizontal juga tidak akan terjadi hingga melebihi *designed life*.

Kata kunci: *Slewing Tower Level Luffing Crane*, *Fatigue Life*, *Fatigue Damage*, *Safety Factor*, *Metode Elemen Hingga*

FATIGUE ANALYSIS FOR SLEWING TOWER LEVEL LUFFING CRANE USING FINITE ELEMENT METHOD

Student's name : Hanun A.R. Cahyono
Student number : 02111440000099
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor : Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.

ABSTRACT

The advancement of the industrial sector in Indonesia requires an adequate infrastructure facilities for the implementation of production and distribution processes. Somtehing no less important is the procurement of material transfer equipment, one of it which is crane. Crane is a tool that works by lifting, moving horizontally, then placing the material in the desired place. Not only static stress, movements of lifting material vertically or horizontally, cause dynamic stress that also affects the resistance of the crane structure. This repetitive dynamic stress can cause fatigue resulting failure, such as cracking. One of the example happened to the tower part of Slewing Tower Level Luffing Crane that was produced by PT. Lelangon which has been operating for 4 years in Tanjung Emas, Semarang, Central Java. In connection with this case, in this research fatigue analysis was carried out using Finite Element Method (MEH).

The analysis was performed with vertical and horizontal loadings on the tower part using ANSYS Workbench 18.0 software simulation. In addition to the Designed data load verification, static calculation with the maximum actual load of

20 tons was performed to obtain loads that will be used in the simulation process as the load condition. Then, static structural simulation was done only on the tower part that was made of High Strength Steel S355J2G3 material with fixed support on its base section. As the stage of the validation process, the results of fatigue analysis through simulation were compared with manual calculation using Palmgreen Miner's rule to obtain fatigue life, fatigue damage, and safety factor.

The result of this research is that with either vertical and horizontal loadings, fatigue life of Slewing Tower Level Luffing Crane is far beyond service life when crack started to emerge which is 3 years. Besides, fatigue life that was obtained is still above 15 years designed life. These are followed by fatigue damage and safety factor that indicate that the crane construction is safe under those actual loading conditions. These results prove that the crack failure is not caused by fatigue. Furthermore, failure due to fatigue vertically and horizontally also will not occur until it reaches designed life.

Keywords: *Slewing Tower Level Luffing Crane, Fatigue Life, Fatigue Damage, Safety Factor, Finite Element Method*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT, atas rahmat dan karuniaNya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik. Tak lupa sholawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW. Tugas Akhir yang berjudul “Analisi *Fatigue* pada *Slewing Tower Level Luffing Crane* Berbasis Metode Elemen Hingga” ini disusun sebagai salah satu persyaratan dalam menyelesaikan pendidikan S1 pada Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam penyelesaian tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis mengucapkan banyak terima kasih dan penghargaan yang setinggi-tingginya kepada :

1. Tuhan Yang Maha Esa atas segala berkat dan anugerah yang telah diberikanNya.
2. Keluarga tercinta ayah Yoyok Cahyono, ibu Nurwasilah Agus Tartin, adik Rozaan dan Kinan atas segala kasih sayang, dukungan, dan doa yang selalu dipanjatkan.
3. Bapak Bambang Pramujati, ST., MSc.Eng., Ph.D. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin atas segala arahan dan dukungan yang diberikan.
4. Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah mencurahkan ilmu, perhatian, waktu, tenaga, bimbingan, dan arahan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Ir. Dr. Agus Sigit, DEA., Bapak Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D., Bapak Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E., Ibu Aida Annisa Amin Daman, ST, MT. selaku dosen penguji seminar proposal dan sidang Tugas Akhir yang telah memberikan ilmu, saran, dan masukan demi perbaikan Tugas Akhir ini.

6. Bapak Dr. Unggul Wasiwitono, ST., MSc.Eng. selaku dosen wali penulis yang telah banyak memberikan perhatian, pelajaran, waktu, tenaga, dan masukan yang membangun hingga penulis mampu mengembangkan diri selama berkuliah di ITS.
7. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis menuntut ilmu di ITS baik dalam bidang akademik maupun non akademik.
8. Rifqi Wachid selaku teman seperjuangan selama menyelesaikan Tugas Akhir yang telah bersedia berbagi waktu, tenaga, pikiran, dan semangat kepada penulis.
9. Arsha Dwiparizka selaku rekan penulis dalam segala hal, saat berorganisasi sampai sekedar berbagi cerita penting maupun tidak, terimakasih atas kesetiaannya menghibur dan memberikan dukungan dalam keadaan apapun.
10. Rizqi, Yoga, Devi, Laras, Sindy, Bethari, Valmay, dan Camilla sebagai sahabat gila penulis sejak SMP, SMA, hingga seterusnya yang selalu menghibur dan mendukung penulis.
11. Tamara, Kartika, Angel, Izda, Engra, Fitri, Ayup, Bella, Riri, dan Pingkan sebagai teman yang selalu menemani penulis sehari-hari dalam kehidupan perkuliahan.
12. Billy, Maulana, Tanya, Icha, Ijaz, Vito, dan Fitri selaku rekan kerja penulis di ITS *Team* Sapuangin yang selalu bekerja keras serta saling memberikan semangat dan apresiasi.
13. Maulika, Alaika, Deanna, Danang, Hezki, Hadiyan, Dhani, Antok, Sarfan, dan Fikri sebagai penunggu setia studio MMC atas segala canda tawa, pengalaman, dan pelajaran barunya.
14. Mas Maul dan Mas Adro selaku senior rasa kakak atas segala cerita baru, ilmu, dan dukungannya selama ini.

15. Diaz, Puri, Betti, Kiki, Marqi, Kuku, Kelvin, Rayhan, dan anggota Laboratorium Mekanika Benda Padat (MBP) lainnya atas canda tawa, ilmu, dan bantuannya
16. Alia, Zelly, Mbak Sri, Georgius, Bella, Ifah, Mas Okta, Mbak Feli, dan Noveesra selaku teman seperjuangan penulis saat menuntut ilmu di negeri orang, yang telah memberikan bantuan, dukungan, dan semangatnya.
17. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan perkuliahan S1 yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh sebab itu, penulis sangat mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Diharapkan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Manfaat.....	4
1.5 Batasan Masalah	4
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Kelelahan (Fatigue).....	5
2.2 Inersia	12
2.3 Gaya Sentrifugal	14
2.4 Crane	15
2.5 Metode Elemen Hingga.....	25
2.6 Penelitian Terdahulu	28
BAB III METODE PENELITIAN.....	33
3.1 Prosedur Penelitian	33
3.2 Diagram Alir.....	33
3.3 Studi Literatur.....	39
3.4 Pengumpulan Data	39
3.5 Permodelan dan Analisa Pembebanan Struktur secara Statis	40
3.6 Simulasi Pembebanan dan Analisis Fatigue.....	54
3.6 Verifikasi dan Validasi.....	67

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN	69
4.1 Hasil Simulasi Software ANSYS Workbench 18.0	69
4.2 Tahap Validasi.....	77
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	85
5.1 Kesimpulan	85
5.2 Saran.....	86
DAFTAR PUSTAKA	89
LAMPIRAN.....	xv

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 <i>Slewing Tower Level Luffing Crane</i> yang Menjadi Objek Penelitian	2
Gambar 1.2 Posisi Retak pada <i>Slewing Tower Level Luffing Crane</i>	2
Gambar 2.1 Distribusi Mode Kegagalan	5
Gambar 2.2 Pengujian <i>Fatigue</i> Menggunakan Mesin <i>R. R. Moore High-Speed Rotating-Beam</i>	7
Gambar 2.3 Contoh Diagram S-N sebagai Hasil dari Pengujian <i>Fatigue</i>	8
Gambar 2.4 Tegangan Siklik	9
Gambar 2.5 Diagram-Diagram Batas Tegangan terhadap Kelelahan Logam	10
Gambar 2.6 Gerakan Rotasi	13
Gambar 2.7 Momen Inersia Berdasarkan Bentuk Benda	14
Gambar 2.8 Gaya yang Terjadi pada Gerak Melingkar	14
Gambar 2.9 Gaya Sentrifugal pada <i>Crane</i>	15
Gambar 2.10 <i>Crawler Crane</i>	16
Gambar 2.11 <i>Mobile Crane</i>	17
Gambar 2.13 <i>Tower Crane</i>	18
Gambar 2.14 <i>Hydraulic Crane</i>	19
Gambar 2.15 <i>Hoist Crane</i>	19
Gambar 2.16 <i>Jib Crane</i>	20
Gambar 2.17 Bagian <i>Tower Crane</i>	21
Gambar 2.18 <i>Slewing Tower Level Luffing Crane</i>	22
Gambar 2.19 Pengaruh Bentuk <i>Jib</i> terhadap Gaya Dorong Angin .	23
Gambar 2.20 Hasil Solusi Deformasi untuk Setiap Tahapan Perbaikan	29
Gambar 2.21 Hasil Akhir Analisis <i>Fatigue</i> pada Struktur Dudukan Bogie	30

Gambar 2.22 Permodelan RTG.....	31
Gambar 2.23 Hasil <i>Meshing</i> RTG.....	31
Gambar 2.24 Hasil Simulasi Tegangan <i>Von Mises</i> Beban 5 Ton (Kiri) dan Beban 15 Ton (Kanan)	32
Gambar 2.25 Hasil Simulasi Tegangan <i>Von Mises</i> Beban 17,5 Ton (Kiri) dan Beban 35 Ton (Kanan).....	32
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Tugas Akhir.....	34
Gambar 3.2 Diagram Alir Simulasi dan Analisa secara Vertikal dengan <i>Software</i>	36
Gambar 3.2 Diagram Alir Simulasi dan Analisa secara Vertikal dengan <i>Software</i> (Lanjutan)	37
Gambar 3.3 Diagram Alir Simulasi dan Analisa secara Horizontal dengan <i>Software</i>	38
Gambar 3.3 Diagram Alir Simulasi dan Analisa secara Horizontal dengan <i>Software</i> (Lanjutan)	39
Gambar 3.4 Struktur dan Pembebanan <i>Slewing Tower Level Luffing Crane</i> dengan Beban Maksimal	41
Gambar 3.5 <i>Free Body Diagram</i> Benda 1	41
Gambar 3.6 Distribusi Gaya pada Titik A.....	42
Gambar 3.7 Distribusi Gaya pada Titik B	43
Gambar 3.8 <i>Free Body Diagram</i> Benda 1 dan 2	43
Gambar 3.9 <i>Free Body Diagram</i> Bagian <i>Tower</i>	44
Gambar 3.10 Gaya Sentrifugal	45
Gambar 3.11 Momen yang Bekerja pada Bagian <i>Tower</i>	46
Gambar 3.12 Struktur dan Pembebanan <i>Slewing Tower Level Luffing Crane</i> tanpa Beban	46
Gambar 3.13 <i>Free Body Diagram</i> benda 1	47
Gambar 3.14 Distribusi Gaya pada Titik A.....	48
Gambar 3.15 Distribusi Gaya pada Titik B	48
Gambar 3.16 <i>Free Body Diagram</i> Benda 1 dan 2	49
Gambar 3.17 <i>Free Body Diagram</i> Bagian <i>Tower</i>	50
Gambar 3.18 Data Beban Desain <i>Slewing Tower Level Luffing Crane</i>	50

Gambar 3.19 Gaya Dorong Angin yang Mengenai <i>Jib</i>	52
Gambar 3.20 <i>Jib</i> Tampak Atas.....	53
Gambar 3.21 Gaya Tangensial <i>Jib</i> saat Berputar	53
Gambar 3.22 Gaya-Gaya yang bekerja pada <i>Jib</i> Dilihat dari Atas .	54
Gambar 3.23 Tampilan Jendela <i>ANSYS Workbench</i> R18.0- Static Structural	55
Gambar 3.24 S-N Curve Material <i>High Strength Steel</i> S355J2G3..	56
Gambar 3.25 Model Geometri Bagian <i>Tower</i>	58
Gambar 3.26 Model Geometri <i>Tower</i> Setelah Disederhanakan	58
Gambar 3.27 Grafik Hasil <i>Convergence Test</i> dengan <i>Span Angle Coarse</i>	60
Gambar 3.28 <i>Meshing</i> dengan <i>Span Angle Coarse</i> dan Ukuran Elemen 30 mm	61
Gambar 3.29 Grafik Hasil <i>Convergence Test</i> dengan <i>Span Angle Medium</i>	62
Gambar 3.30 <i>Meshing</i> dengan <i>Span Angle Medium</i> dan Ukuran Elemen 30 mm	62
Gambar 3.31 Grafik Hasil <i>Convergence Test</i> secara Keseluruhan.	63
Gambar 3.32 <i>Meshing</i> pada Geometri Bagian <i>Tower</i>	64
Gambar 3.33 Pemberian Kondisi Batas <i>Fixed Support</i> pada Dasar <i>Tower</i>	65
Gambar 4.1 Distribusi Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i> dengan Beban Maksimal	69
Gambar 4.2 Distribusi Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i> tanpa Beban	70
Gambar 4.3 Tegangan Siklik berdasarkan <i>Ratio (R)</i> Tegangan	71
Gambar 4.4 Distribusi <i>Fatigue Life</i>	72
Gambar 4.5 Distribusi <i>Fatigue Damage</i>	72
Gambar 4.6 Distribusi <i>Safety Factor</i>	73
Gambar 4.7 Distribusi Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i>	74
Gambar 4.8 Tegangan Siklik <i>Fully Reversed</i>	75
Gambar 4.9 Distribusi <i>Fatigue Life</i>	75

Gambar 4.10 Distribusi <i>Fatigue Damage</i>	76
Gambar 4.11 Distribusi <i>Safety Factor</i>	76

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Shape Factor</i>	24
Tabel 3. 1 Perbandingan Data Desain dan Hasil Perhitungan Teoritis.....	51
Tabel 3. 2 Properti Material <i>High Strength Steel S355J2G3</i>	56
Tabel 3. 3 Data Kekuatan <i>Fatigue</i> Material <i>High Strength Steel S355J2G3</i> Berdasarkan <i>S-N Curve</i>	57
Tabel 3.4 Hasil <i>Convergence Test</i> dengan <i>Span Angle Coarse</i> ..	60
Tabel 3. 5 Hasil <i>Convergence Test</i> dengan <i>Span Angle Medium</i>	61
Tabel 3.6 Hasil Pengurutan Jumlah <i>Nodes</i>	63
Tabel 3.7 Metode <i>Meshing</i> yang Digunakan.....	64
Tabel 3. 8 Beban yang Bekerja pada <i>Tower</i> secara Vertikal dan Horizontal.....	65
Tabel 4. 1 Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i> dengan Beban Maksimal	70
Tabel 4. 2 Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i> tanpa Beban	71
Tabel 4. 3 Hasil Analisis <i>Fatigue</i> Secara Vertikal	73
Tabel 4. 4 Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i>	74
Tabel 4. 5 Hasil Analisis <i>Fatigue</i> Secara Horizontal	77
Tabel 4. 6 Hasil Analisis <i>Fatigue</i> Secara Vertikal	80
Tabel 4. 7 Hasil Analisis <i>Fatigue</i> Secara Horizontal	82
Tabel 4. 8 Hasil Analisis <i>Fatigue</i> Secara Keseluruhan.....	83

Halaman ini sengaja dikosongkan

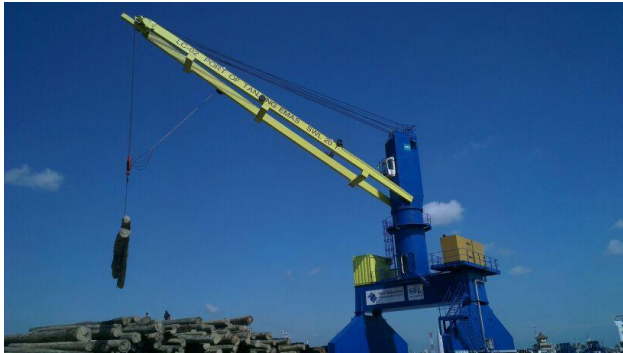
BAB I

PENDAHULUAN

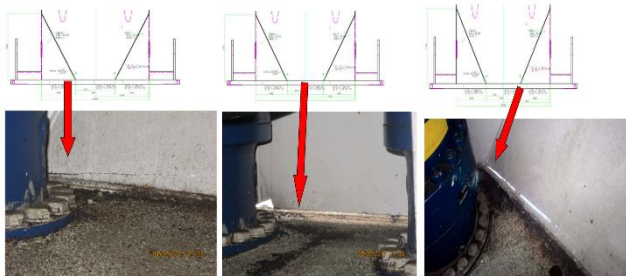
1.1 Latar Belakang

Majunya sektor industri di Indonesia, menuntut adanya fasilitas infrastruktur yang memadai dalam pelaksanaan proses produksi maupun distribusi. Tidak kalah penting yaitu pengadaan peralatan pemindah bahan, salah satunya adalah *Crane*. *Crane* merupakan alat berat yang digunakan sebagai alat pengangkat terutama dalam proyek konstruksi. *Crane* bekerja dengan mengangkat material yang akan dipindahkan, memindahkan secara horizontal, kemudian menurunkan material di tempat yang diinginkan. Macam-macam *Crane* yang sering digunakan antara lain *Crawler Crane*, *Tower Crane*, *Hoist Crane*, dan juga *Slewing Tower Level Luffing Crane*, yang merupakan objek tugas akhir ini.

Secara umum, beban yang bekerja pada *Crane* dapat dianalisis sebagai tegangan statis. Namun pergerakan dalam mengangkat material, baik secara vertikal maupun horizontal, menyebabkan tegangan dinamis juga turut berpengaruh terhadap ketahanan struktur *crane*. Walaupun tidak begitu besar, tegangan dinamis berulang inilah yang dapat menyebabkan kelelahan (*Fatigue*) sehingga timbul retak. Hal ini terjadi pada salah satu *Slewing Tower Level Luffing Crane* milik PT. Pelindo III yang beroperasi di Tanjung Emas, Semarang, Jawa Tengah. *Crane* produksi PT. Lelangon ini sehari-hari digunakan untuk memindahkan kayu gelondongan sejak tahun 2014. Namun pada tahun 2017, ditemukan perambatan retak di daerah hulu *tower*.



Gambar 1.1 Slewing Tower Level Luffing Crane yang Menjadi Objek Penelitian
(Sumber: Dokumen PT. Lelangon)



Gambar 1.2 Posisi Retak pada Slewing Tower Level Luffing Crane
(Sumber: Dokumen PT. Lelangon)

Oleh karena itu, analisa *fatigue* sangat penting dilakukan karena *fatigue* merupakan penyebab paling sering terjadi dan berbahaya dalam kegagalan struktur. Sebelum memasuki tahap simulasi, analisa tegangan statis terlebih dahulu dilakukan secara manual untuk verifikasi data beban desain. Selanjutnya, tahap analisis dilakukan menggunakan *ANSYS Workbench 18.0*. Berdasarkan olahan data tegangan

akibat beban yang bekerja, melalui proses simulasi akan diperoleh estimasi usia lelah (*Fatigue life*), kerusakan (*Fatigue damage*), dan faktor keamanan (*Safety factor*). Tahap validasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan perhitungan manual, salah satunya menggunakan aturan *Palmgreen Miner*. Sehingga, bisa ditentukan apakah *fatigue* merupakan penyebab utama terjadinya kegagalan atau tidak.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

- Berapakah estimasi usia lelah (*Fatigue life*) *Slewing Tower Level Luffing Crane* akibat beban dinamis sebelum mengalami kegagalan?
- Berapakah *fatigue damage* yang dimiliki *Slewing Tower Level Luffing Crane*?
- Berapakah *safety factor* yang dimiliki *Slewing Tower Level Luffing Crane*?
- Apakah kelelahan (*Fatigue*) merupakan penyebab utama timbulnya retak (*Crack*) pada *Slewing Tower Level Luffing Crane* ?

1.3 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

- Menentukan estimasi usia lelah (*Fatigue life*) *Slewing Tower Level Luffing Crane* akibat beban dinamis sebelum mengalami kegagalan.
- Menentukan *fatigue damage* yang dimiliki *Slewing Tower Level Luffing Crane*.
- Menentukan *safety factor* yang dimiliki *Slewing Tower Level Luffing Crane*.
- Menentukan penyebab utama timbulnya retak (*Crack*) pada *Slewing Tower Level Luffing Crane*.

1.4 Manfaat

Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Sebagai penyelesaian dan solusi dari keretakan (*Crack*) yang timbul pada *Slewing Tower Level Level Luffing Crane*.
- b. Sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya.
- c. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan khususnya bidang mekanika benda padat.

1.5 Batasan Masalah

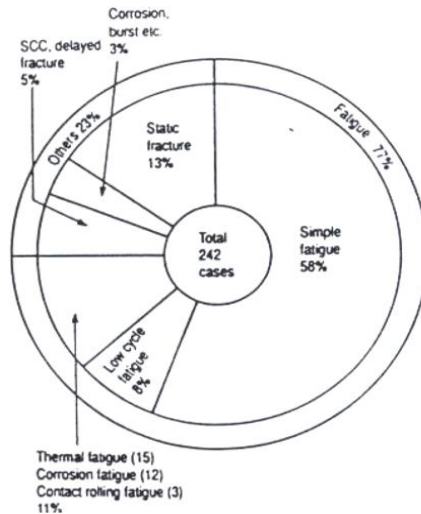
Batasan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a. Analisa dan permodelan difokuskan pada bagian *tower*.
- b. Konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* diasumsikan masih baru dan tanpa cacat.
- c. Material *Slewing Tower Level Luffing Crane* yang diamati homogen.
- d. Seluruh pengelasan dianggap baik dan *uniform*.
- e. Selain pengaruh angin, kondisi lingkungan seperti suhu dan tekanan udara diabaikan.

BAB II DASAR TEORI

2.1 Kelelahan (*Fatigue*)

Diperkirakan 50%-90%, mesin mengalami kegagalan akibat beban dinamis yang fluktuatif dan berulang (lihat gambar 2.1). Beban maksimum yang bekerja dapat berada di bawah kekuatan *ultimate*, atau bahkan di bawah kekuatan *yield* material tersebut. Karakteristik yang sangat membedakan kegagalan ini yaitu terjadi pengulangan beban secara konstan dalam waktu yang lama. Kegagalan ini terjadi akibat kelelahan atau *fatigue*.



Gambar 2.1 Distribusi Mode Kegagalan
(Sumber: Abrianto Akuan, 2007)

2.1.1 Metode *Fatigue-Life*

Terdapat tiga metode *fatigue-life* yang sering digunakan dalam proses desain maupun analisa, yaitu *stress-life method*, *strain-life method*, dan *linear-elastic fracture mechanics method*. Melalui seluruh metode tersebut, umur kelelahan dalam satuan *cycle* (N) akibat beban tertentu dapat diprediksi. Umur kelelahan pada rentang *cycle* $1 \leq N \leq 10^3$ secara umum diklasifikasikan sebagai *low-cycle fatigue*, sedangkan *high-cycle fatigue* memiliki umur pada *cycle* $N > 10^3$.

Stress-life method merupakan metode yang paling mudah untuk diimplementasikan terhadap aplikasi desain yang luas karena menjelaskan aplikasi *high-cycle fatigue* secara menyeluruh serta memiliki data pendukung yang cukup. Namun, metode ini adalah metode tradisional dengan pendekatan yang paling tidak akurat terutama untuk aplikasi *low-cycle fatigue*.

Strain-life method menunjukkan analisa yang lebih detail, terutama mengenai deformasi plastis pada lokasi di mana tegangan dan regangan berpengaruh penting terhadap estimasi umur. Metode ini sering diaplikasikan pada *low-cycle fatigue*.

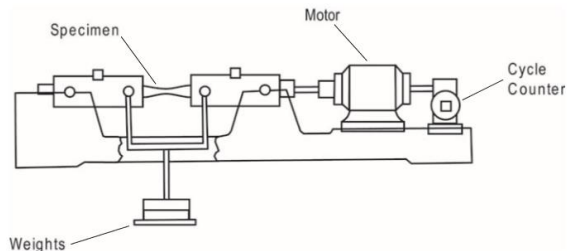
Sedangkan pada *linear-elastic fracture mechanics method*, kegagalan berupa *crack* diasumsikan sudah terdeteksi. Selanjutnya, metode tersebut memprediksi pertumbuhan *crack* melalui faktor intensitas tegangan (K). Metode ini sangat praktis untuk diaplikasikan pada struktur yang besar dilengkapi analisa komputer dan program inspeksi secara berkala.

2.1.2 Metode *Stress-Life*

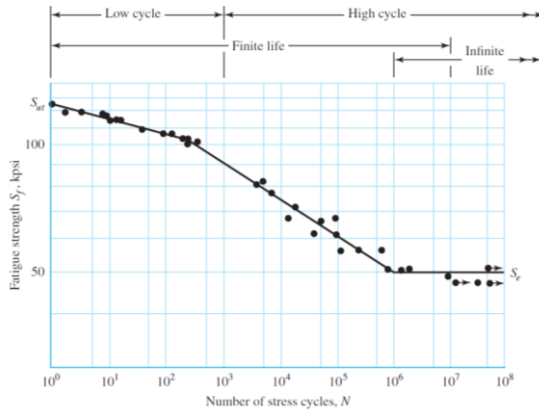
Untuk mengetahui kekuatan *fatigue* dari sebuah material, perlu dilakukan beberapa pengujian sesuai dengan karakteristik *fatigue* itu sendiri. Pengujian yang banyak digunakan dilakukan menggunakan mesin *R. R. Moore high-speed rotating-beam*, di mana spesimen material yang

diuji akan mengalami *pure bending*. Pada pengujian tersebut specimen diputar dengan tegangan tinggi, kemudian secara tidak langsung terjadi pembebanan *bending* secara konstan dan revolusi tegangan yang terjadi pada *beam* tercatat. Pengujian pertama dilakukan dengan pembebanan di bawah kekuatan *ultimate* material tersebut. Selanjutnya, pada pengujian kedua diberikan beban yang lebih kecil dari beban pertama secara berulang hingga specimen patah. Kemudian, hasil kekuatan *fatigue* yang ditunjukkan dengan *life-cycle* (N) diplot pada diagram $S-N$ yang digambar pada kertas *semi-log* ataupun kertas *log-log*. Pada kasus logam besi dan paduan, grafik akan menjadi horizontal setelah beban berulang diberikan pada siklus tertentu.

Sumbu ordinat pada diagram $S-N$ adalah nilai *fatigue strength* S_f . Berkaitan dengan nilai kekuatan *fatigue* tersebut, terdapat jumlah *cycle* N pada sumbu absis.



Gambar 2.2 Pengujian *Fatigue* Menggunakan Mesin R. R. Moore High-Speed Rotating-Beam
(Sumber: ASM International, 2008)



Gambar 2.3 Contoh Diagram S-N sebagai Hasil dari Pengujian *Fatigue*
(Sumber: *Shigley's Mechanical Engineering Designed 10th Edition*)

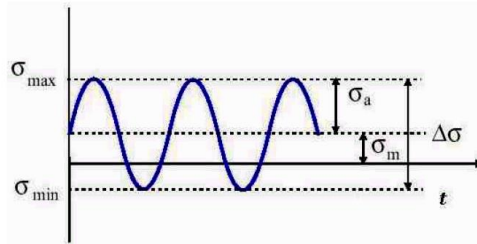
Pada diagram S - N , terdapat “siku” di mana grafik akan menjadi konstan pada *fatigue strength* tertentu saat memasuki suatu *cycle*. *Fatigue strength* pada “siku” ini disebut *endurance limit* S_e atau *fatigue limit* yang mana memberikan umur tak hingga. Ada beberapa material tertentu yang tidak memiliki *fatigue limit*, contohnya adalah Aluminium. Pada kasus material tersebut, *fatigue strength* biasa diasumsikan spesifik pada *cycle* tertentu yaitu $N = 5(10^8)$ *cycles*.

Secara umum, diagram S - N sesuatu material didapat dari dua jenis pengujian spesimen. Yang pertama adalah pembebanan berulang secara tarik dan tekan dengan sama besar yang disebut *fully reversed* ($N = 1$). Pada pembebanan jenis ini, beban dihilangkan setelah dilakukan proses tarik dan tekan secara bergantian. Yang kedua, pembebanan dilakukan hanya secara tarik atau tekan dan beban dihilangkan setelah pembebanan tersebut yang biasa

disebut kondisi *zero to maximum* atau *zero to minimum* ($N = \frac{1}{2}$). Contoh dari jenis pengujian ini adalah uji tarik.

2.1.3 Pengaruh Pembebanan

Pada aspek beban dinamis atau siklik, parameter pembebanan yang berpengaruh terhadap kelelahan logam adalah tegangan rata-rata σ_m , tegangan amplitudo σ_a , dan frekuensi pembebanan.



Gambar 2.4 Tegangan Siklik
(Sumber: Abrianto Akuan, 2007)

Berdasarkan grafik di atas, didapat beberapa nilai dari persamaan-persamaan berikut:

- a. Tegangan rata-rata:

$$S_m = \sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} \quad (2.1)$$

- b. Tegangan amplitudo:

$$S_a = \sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} \quad (2.2)$$

- c. Rasio tegangan:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.3)$$

- d. Rasio amplitudo:

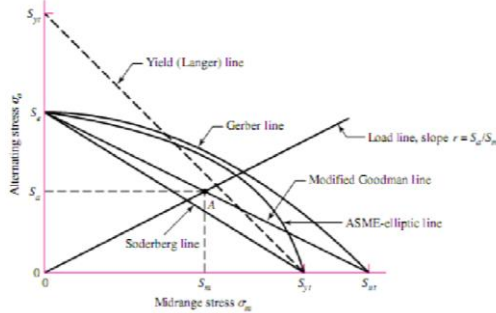
$$A = \frac{S_a}{S_m} \quad (2.4)$$

Sehingga, hubungan rasio tegangan (R) dan rasio amplitudo (A) dapat ditulis sebagai berikut:

- Jika $R = -1$, maka $A = \infty$ (Kondisi *fully reversed*)
- Jika $R = 0$, maka $A = 1$ (Kondisi *zero to maximum*)

- c. Jika $R = \infty$, maka $A = -1$ (Kondisi *zero to minimum*)

Selanjutnya, besarnya tegangan rata-rata yang bekerja akan menentukan besarnya tegangan amplitudo yang diizinkan untuk mencapai umur *fatigue* tertentu. Hal ini dapat dilihat pada diagram-diagram tegangan logam di bawah ini:



Gambar 2.5 Diagram-Diagram Batas Tegangan terhadap Kelelahan Logam

(Sumber: Abrianto Akuan, 2007)

Persamaan-persamaan yang digunakan pada diagram-diagram tersebut adalah sebagai berikut:

- a. *Soderberg*

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (2.5)$$

- b. *Goodman*

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (2.6)$$

- c. *Gerber*

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (2.7)$$

d. ASME-Elliptic

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_p}\right)^2 = 1 \quad (2.8)$$

Di mana:

S_a : Tegangan amplitudo

S_m : Tegangan rata-rata

S_e : Batas lelah (*Endurance limit*)

S_y : Kekuatan tarik (*Yield*)

S_u : Kekuatan tarik (*Ultimate*)

S_p : *Proof Strength*

2.1.4 Aturan Palmgreen Miner dan Safety Factor

Diagram S-N hanya menyediakan informasi untuk pembebanan dengan amplitudo konstan. Kerusakan *fatigue* untuk benda yang mengalami pembebanan dengan amplitudo konstan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$D = \frac{n}{N} \quad (2.9)$$

Untuk pembebanan lingkungan dengan amplitudo yang bervariasi, perhitungan umur lelah atau *fatigue life* dapat dilakukan secara kumulatif dengan sebuah aturan yang disebut *Palmgreen Miner*. Siklus pembebanan dapat dibagi menjadi beberapa grup yang memiliki rentang tegangan yang sama. Kerusakan *fatigue* yang terjadi merupakan penjumlahan kerusakan *fatigue* dari masing-masing grup. Aplikasi dari Aturan *Palmgreen Miner* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$D = \sum_1^i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2.10)$$

$D < 1$ menunjukkan kerusakan akibat *fatigue* belum terjadi. Sedangkan apabila $D \geq 1$, maka kerusakan akibat *fatigue* sudah terjadi. Selanjutnya, *fatigue life* (L_f) merupakan *inverse* dari kerusakan *fatigue*.

$$L_f = \frac{1}{D} = \frac{1}{\sum_1^i \frac{n_i}{N_i}} \quad (2.11)$$

Fatigue damage dapat diperoleh dari perbandingan *Designed life* (L_D) dan *fatigue life* (L_f) hasil analisis. Nilai *fatigue damage* yang lebih besar dari 1 menunjukkan bahwa kegagalan pada struktur akan terjadi sebelum mencapai *Designed life*.

$$FD = \frac{L_D}{L_f} \quad (2.12)$$

Sedangkan untuk menghitung *safety factor*, hasil prediksi *Fatigue life* dibagi dengan umur pemakaian atau *service life* (L_s) obyek tersebut.

$$SF = \frac{L_f}{L_s} \quad (2.13)$$

Dengan:

D : Kerusakan dalam satu tahun

n_i :Jumlah siklus pada rentang tegangan yang bekerja (*Cycle*)

N_i :Jumlah siklus pada rentang tegangan yang diizinkan sesuai diagram S-N (*Cycle*)

L_f : *Fatigue life* atau umur Lelah (Tahun)

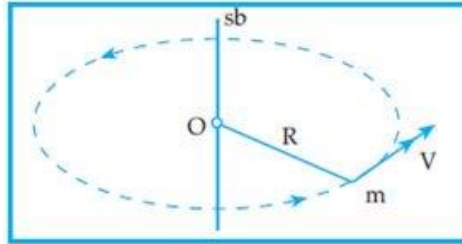
L_D : *Designed life* atau umur desain (Tahun)

L_s : *Service life* atau umur operasi (Tahun)

2.2 Inersia

Inersia atau kelembaman adalah kecenderungan semua benda fisik untuk menolak perubahan terhadap keadaan geraknya. Kata inersia sendiri berasal dari Bahasa Latin “Iners” yang berarti lembam atau malas. Prinsip inersia adalah salah satu dasar dari fisika klasik yang digunakan untuk memberikan pengaruh gaya terhadap benda. Prinsip inersia juga sering dikaitkan dengan Hukum Newton I. Hukum ini, dinyatakan dengan singkat, mengatakan bahwa sebuah benda yang tidak dikenai gaya luar (gaya netto sama dengan nol) bergerak dengan kecepatan tetap. Dalam kata-kata yang lebih sederhana, suatu benda akan

terus bergerak pada kecepatannya saat ini tanpa berubah arah, hingga ada gaya yang menyebabkannya mengubah kecepatan atau arahnya. Ini juga termasuk benda yang tidak bergerak, yang akan tetap dalam keadaan diam sampai ada gaya yang menyebabkannya bergerak.



Gambar 2.6 Gerakan Rotasi

(Sumber: www.pelajaran.co.id)

Sedangkan momen inersia adalah ukuran besarnya kecenderungan berotasi yang ditentukan oleh keadaan benda atau partikel penyusunnya. Besarnya momen inersia ditentukan oleh beberapa faktor seperti massa benda, bentuk benda, letak sumbu putar dan jarak ke sumbu putar. Momen inersia dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$I = mR^2 \quad (2.14)$$

$$I = \sum_1^i m_i R_i^2 \quad (2.15)$$

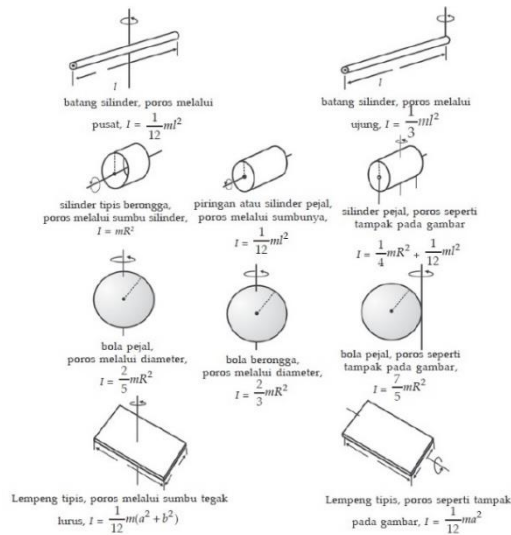
Dengan:

I : Momen inersia (Kg m^2)

M : Massa benda (Kg)

R : Jarak rotasi (m)

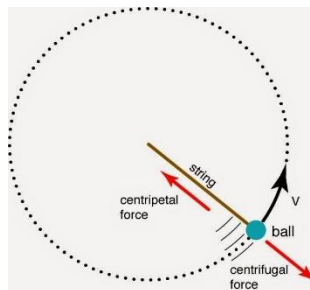
Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, momen inersia sebuah benda dipengaruhi oleh bentuk dari benda tersebut. Benda dengan bentuk dan ukuran yang berbeda, akan memiliki momen inersia yang berbeda seperti yang ditunjukkan oleh gambar berikut ini:



Gambar 2.7 Momen Inersia Berdasarkan Bentuk Benda

(Sumber: www.pelajaran.co.id)

2.3 Gaya Sentrifugal

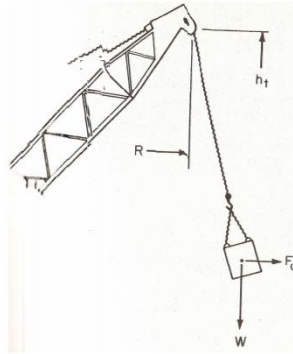


Gambar 2.8 Gaya yang Terjadi pada Gerak Melingkar

(Sumber: blog.ruangguru.com)

Gaya sentrifugal merupakan efek semu yang ditimbulkan ketika sebuah benda melakukan gerak melingkar. Berlawanan dengan gaya sentripetal yang menuju ke pusat putaran, gaya sentrifugal menjauhi pusat putaran untuk menjaga kesetimbangan gerakan benda.

Gaya sentrifugal juga dapat dihasilkan oleh gerakan memutar *jib* pada *crane* ketika proses pemindahan beban berlangsung. Gaya ini merupakan pengaruh dari sudut inklinasi *sling*. *Free body diagram* dan perhitungan gaya sentrifugal yang bekerja pada *crane* dapat dilihat di bawah ini:



Gambar 2.9 Gaya Sentrifugal pada Crane

(Sumber: *Cranes Transportation*, Carlos III University)

$$F_C = \frac{WR}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \quad (2.16)$$

Dengan:

F_C : Gaya sentrifugal (N)

W : Berat beban (N)

R : Jari-jari terhadap pusat (m)

n : Kecepatan putaran *jib* (rpm)

g : Gaya gravitasi (m/s^2)

2.4 Crane

Crane merupakan alat berat yang berfungsi untuk mengangkat dan memindahkan beban. *Crane* pada umumnya dioperasikan untuk kegiatan operasional, seperti proses *loading* dan *unloading* muatan, baik muatan logistik yang berbobot ringan maupun peralatan berat.

2.4.1 Klasifikasi *Crane*

Adapun jenis-jenis *crane* yang sering ditemui antara lain:

a. *Crawler Crane*



Gambar 2.10 *Crawler Crane*

(Sumber: www.ilmulabtekniksipil.id)

Crawler crane adalah alat pengangkat material yang umum dipakai pada tempat proyek pembangunan dengan jangkaun yang tidak terlalu panjang. Tipe ini memiliki sisi atas yang bisa bergerak 360°. Dengan roda *crawler*, *crane* jenis ini bisa bergerak di dalam tempat proyek saat melakukan pekerjaannya.

b. Mobile Crane (Truck Crane)



Gambar 2.11 Mobile Crane
(Sumber: www.ilmulabtekniksipil.id)

Mobile Crane (Truck Crane) yaitu *crane* yang terdapat langsung pada *mobile truck* sehingga dapat dengan mudah dipindahkan. *Crane* yang dapat berputar 360° ini mempunyai kaki (Pondasi atau tiang) yang bisa dipasangkan saat beroperasi untuk melindungi *crane* agar tetap seimbang.

c. Crane untuk Tempat Terbatas



Gambar 2.12 Crane untuk Tempat Terbatas
(Sumber: Fazal Akbar, 2016)

Crane tipe ini diletakkan di atas dua buah as tempat ke-2 as ban bergerak dengan cara simultan. Dengan keunggulan ini, *crane* bisa bergerak dengan leluasa. Alat penggerak *crane* tipe ini yaitu roda yang begitu besar dan bisa meningkatkan kekuatan alat dalam bergerak di lapangan. *Crane* jenis ini bisa bergerak di jalan raya dengan kecepatan maksimum 30 mph. Letak ruangan operator *crane* umumnya pada b sisi *deck* yang bisa berputar.

d. *Tower Crane*



Gambar 2.13 *Tower Crane*

(Sumber: www.ilmulabtekniksipil.id)

Tower crane adalah alat yang dipakai untuk mengangkat material dengan cara vertikal serta horizontal ke suatu tempat yang tinggi. Tipe *crane* ini dibagi berdasar pada langkah berdiri *crane* yaitu *crane* yang bisa berdiri bebas (*Free standing crane*), *crane* di atas rel (*Rail mounted crane*), *crane* yang ditambatkan pada bangunan (*Tied-in tower crane*), dan *crane* panjat (*Climbing crane*).

e. Hydraulic Crane



Gambar 2.14 Hydraulic Crane

(Sumber: www.ilmulabtekniksipil.id)

Hydraulic Crane yaitu *crane* yang umum dipakai pada perbengkelan, pergudangan, dan lain-lain. *Crane* ini umumnya ditempatkan di suatu titik dan tidak berpindah tempat. *Crane* ini memiliki jangkauan yang tidak terlalu panjang dengan putaran 180°.

f. Hoist Crane



Gambar 2.15 Hoist Crane

(Sumber: www.ilmulabtekniksipil.id)

Hoist Crane yaitu alat pengangkat yang umumnya ada pada pergudangan serta perbengkelan. *Hoist Crane* berjalan di atas rel yang diletakkan pada

langit-langit ruangan. Rel-rel tersebut dapat bergerak dengan cara maju-mundur pada satu arah.

g. *Jib Crane*



Gambar 2.16 *Jib Crane*

(Sumber: www.ilmulabtekniksipil.id)

Jib Crane adalah alat pengangkat yang terbagi dalam beragam ukuran. *Jib Crane* yang kecil umumnya dipakai pada perbengkelan dan pergudangan untuk memindahkan beberapa barang yang relatif berat. *Jib crane* memiliki sistem kerja serta mesin yang serupa seperti *Hoist Crane* dan susunan seperti *Hydraulic Crane*.

2.4.2 *Tower Crane*

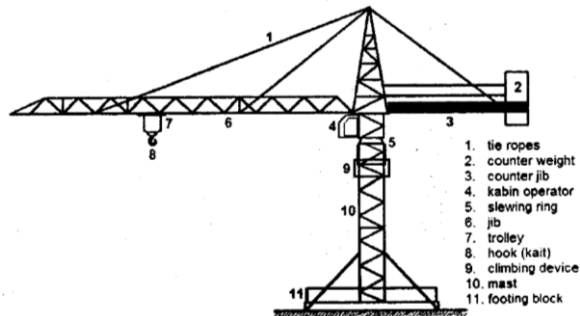
Tower Crane merupakan alat yang digunakan untuk mengangkat material secara vertikal dan horizontal ke suatu tempat yang tinggi pada ruang gerak yang terbatas. Sebelum memilih *Tower Crane* sebagai alat pengangkatan yang akan digunakan, beberapa pertimbangan perlu diperhatikan, yaitu:

1. Kondisi lapangan tidak luas
2. Ketinggian tidak terjangkau oleh alat lain
3. Pergerakan alat tidak perlu

Pertimbangan ini harus direncanakan sebelum proyek dimulai karena *Tower Crane* diletakkan di tempat

yang tetap selama proyek berlangsung. *Tower Crane* harus dapat memenuhi kebutuhan pemindahan material sesuai dengan daya jangkau yang ditetapkan, serta pada saat proyek telah selesai pembongkaran *crane* harus dapat dilakukan dengan mudah.

a. *Bagian Tower Crane*



Gambar 2.17 Bagian Tower Crane

(Sumber: Buku Alat Berat untuk Proyek Konstruksi)

Berikut adalah bagian-bagian dari *Tower Crane*:

- *Mast* atau tiang utama
Mast merupakan tiang vertikal yang berdiri di atas *base* atau dasar.
- *Jib* dan *Counter Jib*
Jib merupakan tiang horizontal yang panjangnya ditentukan berdasarkan jangkauan yang diinginkan.
- *Counter weight*
Counter weight merupakan tiang pemberat atau penyeimbang beban pada *crane*.
- *Trolley*
Trolley merupakan alat yang bergerak sepanjang *jib* yang digunakan untuk memindahkan material secara horizontal dan pada *trolley* tersebut dipasangkan *hook* atau kait. Kait dapat bergerak secara vertikal untuk mengangkat material.

- *Tie Ropes*
Tie ropes adalah kawat yang berfungsi untuk menahan *jib* supaya tetap dalam kondisi lurus 90° terhadap tiang utama.

2.4.3 Slewling Tower Level Luffing Crane



Gambar 2.18 Slewling Tower Level Luffing Crane
(Sumber: www.shi.co.jp)

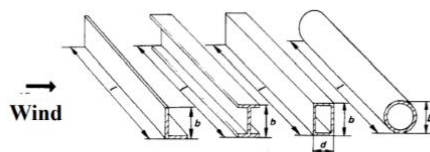
Secara umum, *Slewling Tower Level Luffing Crane* hampir sama dengan *Tower Crane*. Namun, *Slewling Tower Level Luffing Crane* memiliki tambahan penghubung pada suatu tingkat tertentu yang bergerak untuk membantu untuk menggerakkan *jib* naik-turun. Penghubung tersebut hanya dapat bekerja pada kemiringan sudut tertentu untuk mendapatkan optimasi struktur yang lebih kuat. Selain itu, *Slewling Tower Level Luffing Crane* memiliki jangkauan dan *counter weight* yang lebih terbatas daripada *Tower Crane*.

Slewling Tower Level Luffing Crane sangat penting untuk digunakan ketika membutuhkan pergerakan yang harus dilakukan dengan hati-hati, seperti saat pekerjaan konstruksi maupun bongkar muat kapal.

2.4.4 Pengaruh Angin pada *Crane*

Sering digunakan untuk memindahkan material secara vertikal dan horizontal pada proyek pembangunan gedung bertingkat maupun kegiatan bongkar muat di pelabuhan, menyebabkan risiko terjadinya kecelakaan pada penggunaan *crane* sangatlah besar. Kecelakaan kerja pada *crane* sering terjadi akibat perilaku yang tidak aman (*Unsafe act*) dan kondisi yang tidak aman (*Unsafe condition*), sehingga diperlukan suatu penerapan keselamatan kerja. Perilaku yang tidak aman dapat dicegah dengan adanya *training* operator dan juga pengadaan *Standard Operating Procedure* atau SOP. Sedangkan kondisi yang tidak aman seperti angin, dapat dicegah dengan memperhatikan standar yang mengatur batas kecepatan angin yang diizinkan untuk mengoperasikan *crane*. Namun begitu, antisipasi kondisi ini dapat dihindari sejak proses perancangan konstruksi *crane*.

Pengaruh angin dapat dilihat dari rata-rata kecepatan angin yang terdapat pada daerah pengoperasian. Setelah itu, bentuk *jib* juga dapat mempengaruhi besarnya gaya dorong yang terjadi.



$$\text{Aerodynamic coefficient} = \frac{\text{Element length}}{\text{Section height facing wind}} = \frac{1}{b} \text{ or } \frac{1}{D}$$

$$\text{Section proportion} = \frac{\text{Section height facing wind}}{\text{Section width parallel to wind}} = \frac{b}{d}$$

Gambar 2.19 Pengaruh Bentuk *Jib* terhadap Gaya Dorong Angin

(Sumber: *Cranes Transportation*, Carlos III University)

Selanjutnya, perhitungan gaya dorong angin dapat dilakukan dengan rumus sebagai berikut:

$$P = \frac{1}{2} \rho v_s^2 \quad (2.17)$$

$$F = A \cdot P \cdot C_F \quad (2.18)$$

Dengan:

P : Tekanan angin (N/m^2) atau (Pa)

ρ : Massa jenis udara (kg/m^3)

v_s : Kecepatan angin (m/s)

F : Gaya dorong angina (N)

A : Luas permukaan *jib* yang tegak lurus arah hembusan angin (m^2)

C_F : *Shape factor* yang dipengaruhi dari bentuk *jib*.

Berdasarkan *The Spanish Association for Standardization* (UNE), *Shape factor* didapat dari tabel di bawah ini:

Tabel 2.1 Shape Factor

(Sumber: *Cranes Transportation, Carlos III University*)

C_F : Shape factor [UNE 58-113-85]

Type	Description		Aerodynamic drag coefficient l/b or l/D					
			5	10	20	30	40	50
Simple elements	Metal section in L, in U and flat plates		1,3	1,35	1,6	1,65	1,7	1,9
	Circular metal sections in which $Dv_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$		0,75	0,80	0,90	0,95	1,0	1,1
	in which $Dv_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$		0,60	0,65	0,70	0,70	0,75	0,8
	Square metal sections of more than 350 mm side and rectangular of more than 250 mm x 450 mm	b/d						
		≥ 2	1,55	1,75	1,95	2,1	2,2	
		1	1,40	1,55	1,75	1,85	1,9	
		0,5	1,0	1,2	1,3	1,35	1,4	
		0,25	0,8	0,9	0,9	1,0	1,0	
Simple lattice work	Flat side metal section		1,7					
	Circular metal sections in which $Dv_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$		1,2					
	in which $Dv_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$		0,8					
Machine room, etc	Square structures filled (air cannot flow beneath the structure)		1,1					

2.5 Metode Elemen Hingga

Secara umum, analisa beban struktur dapat menggunakan dua pendekatan yang dilakukan dalam keadaan seimbang. Pertama, yaitu metode gaya atau fleksibilitas dengan gaya internal dan yang kedua adalah metode perpindahan atau kekakuan dengan perpindahan nodal. Pada beberapa struktur, metode konvensional tidak mampu menentukan distribusi deformasi sehingga Metode Elemen Hingga (MEH) perlu diterapkan.

MEH adalah metode numerik untuk menyelesaikan masalah *engineering* dan matematika fisik. Metode ini menerapkan permodelan struktur dengan elemen kecil saling berhubungan yang disebut elemen hingga, di mana fungsi perpindahan yang digunakan berkaitan dengan setiap elemen tersebut. Seluruh elemen saling berhubungan secara langsung maupun tidak langsung dengan elemen lainnya, contohnya hubungan permukaan dan nodal. Kemudian, dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut.

2.5.1 Matriks Kekakuan

Saat memodelkan suatu elemen, dibutuhkan matriks kekakuan untuk menghubungkan beban berupa gaya yang diberikan dengan perpindahan berupa translasi pada nodal elemen tersebut. Hubungan tersebut ditunjukkan oleh persamaan di bawah ini:

$$\{F\} = [K]\{d\} \quad (2.19)$$

Di mana:

$\{F\}$: Matriks kolom gaya dan momen pada nodal elemen

$[K]$: Matriks kekakuan elemen

$\{d\}$: Matriks kolom berisi perpindahan translasi pada nodal elemen

Persamaan kesetimbangan gaya (untuk satu dimensi) dapat dirumuskan menjadi persamaan berikut:

$$F_{1x} = k(d_{1x} - d_{2x}) \quad (2.20a)$$

$$F_{2x} = k(d_{2x} - d_{1x}) \quad (2.20b)$$

Dalam bentuk matriks, kedua persamaan di atas ditulis menjadi:

$$\begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{2x} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_{1x} \\ d_{2x} \end{Bmatrix} \quad (2.21)$$

2.5.2 Prosedur MEH

Secara umum, permasalahan berbasis MEH dapat diselesaikan menggunakan *software* dengan langkah-langkah sebagai berikut:

- Pembuatan geometri awal struktur yang akan dianalisa.
- Penentuan jenis material yang akan digunakan. Hal ini meliputi massa jenis, modulus elastis, *poisson's ratio*, dll dari material tersebut.
- Penentuan jumlah elemen yang akan diberikan pada model geometri tersebut.
- Pembuatan elemen pada model geometri tersebut (*Mesh generation*).
- Pemberian kondisi batas (*Boundary condition*). Hal ini meliputi pemberian jenis tumpuan sesuai dengan kondisi nyata seperti *fixed support*, *clamp*, dll.
- Pemberian kondisi pembebanan (*Loading condition*). Hal ini meliputi jenis dan lokasi pembebanan sesuai dengan kondisi nyata seperti beban gaya, tekanan, momen, dll.
- Analisa hasil. Langkah ini merupakan langkah terakhir dalam proses analisa MEH.
- Menginterpretasikan hasil yang di dapat

2.5.3 Verifikasi

Verifikasi dapat didefinisikan sebagai langkah untuk membuktikan apakah simulasi melalui program komputer dapat menyelesaikan persamaan atau tidak. Menurut Law dan Kelton (1991), suatu model dapat dikatakan valid ketika model simulasi yang dibuat tidak ada perbedaan yang sangat signifikan dengan sistem nyatanya. Oleh karena itu, verifikasi dapat diartikan sebagai proses penerjemahan model simulasi konseptual

kedalam bahasa pemrograman secara benar. Verifikasi simulasi dengan cara sederhana dapat dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan hasil lainnya yang memiliki permasalahan dan sistem MEH yang serupa.

2.5.4 Validasi

Validasi merupakan proses penentuan apakah model konseptual simulasi benar-benar merupakan representasi akurat dari sistem nyata yang dimodelkan. Validasi dilakukan dengan membandingkan dan memeriksa model apakah mewakili eksperimen. Suatu model dapat dikatakan valid ketika tidak memiliki perbedaan yang signifikan dengan sistem nyata yang diamati baik dari karakteristik maupun perilakunya.

2.5.5 Software Berbasis Metode Elemen Hingga

Terdapat 2 jenis program komputer untuk menyelesaikan permasalahan dengan MEH. Pertama adalah *software* komersial yang menyelesaikan permasalahan rumit (*General-purpose program*) dan yang kedua merupakan *software* dengan kemampuan menyelesaikan permasalahan yang lebih spesifik (*Special-purpose program*).

Saat ini, banyak sekali *software* berbasis MEH yang dapat dioperasikan melalui *personal computer* (PC), di antaranya adalah ANSYS, STARDYNE, dan COSMOS.

Seluruh *software* di atas memiliki kemampuan standar yang menyediakan informasi seperti di bawah ini:

- a. Tipe elemen, seperti *beam*, *plane stress*, maupun elemen tiga dimensi
- b. Tipe analisa, yaitu statis maupun dinamis
- c. Sifat material, meliputi *linear-elastic* dan *non-linear*
- d. Tipe pembebanan, yaitu beban terpusat, beban terdistribusi, *thermal*, dan perpindahan

2.5.6 Manfaat Metode Elemen Hingga

MEH dapat diterapkan dalam analisa struktural maupun non-struktural. Permasalahan struktural meliputi

analisa tegangan, getaran, dan beban tekuk atau *buckling*. Sedangkan permasalahan non-struktural di antaranya perpindahan panas, aliran cairan, dan distribusi listrik maupun potensi magnetik. Penggunaan MEH dapat memudahkan desainer untuk mendeteksi dan mengevaluasi tegangan, getaran, maupun suhu pada hasil desain sebelum *prototype* dibuat. Sehingga, tingkat cacat *prototype* tersebut menurun. Selain itu, metode ini mempunyai beberapa manfaat lain, di antaranya:

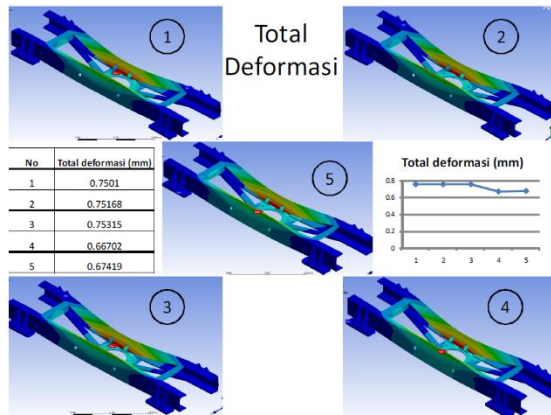
- a. Dapat memodelkan geometri yang tidak beraturan dengan mudah.
- b. Dapat menangani kondisi batas yang banyak dan beragam.
- c. Dapat menganalisa pengaruh dinamis.

2.6 Penelitian Terdahulu

Berbeda obyek dengan tugas akhir ini, pada tahun 2012 Anwar Sadat dan Mohammad Nurul Misbah melakukan analisa kekuatan konstruksi *support module* beserta *scantling* pada geladak FSO untuk dapat menahan beban siklis yang bisa menimbulkan kelelahan. Pada penelitian yang berjudul “Analisa Umur Kelelahan (*Fatigue Life*) *Scantling Support Structure Module* FSO Cinta Natomas” ini, perhitungan *faigue life* dilakukan dengan mengaplikasikan persamaan kelelahan terangkai yaitu aturan *Palmgreen Miner*. Analisa dimulai dengan penentuan beban dinamis lingkungan serta penentuan tegangan lokal pada semua tingkat beban siklis. Beban siklis dari gelombang dan angin diakumulasi dari beban terendah sampai dengan tertinggi selama satu tahun.

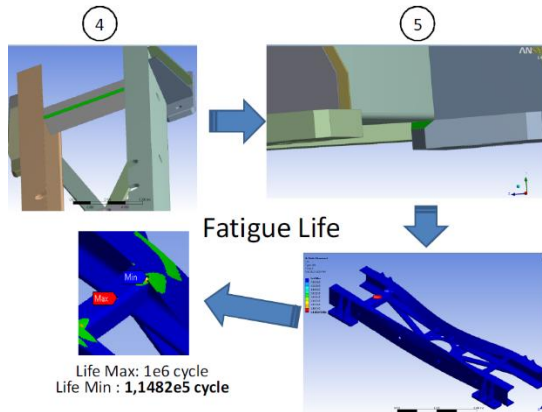
Dari hasil akumulasi persamaan akibat beban gelombang, angin, dan lokal, didapat umur kelelahan dari *scantling support module* FSO Cinta Natomas yaitu 141.783 tahun atau 3.635 kali umur operasinya (*Safety factor*).

Selanjutnya, M. Awwaluddin, J. Istiyanto, T. N. Kusnan, dan T.P. Soemardi melakukan analisa *fatigue* terhadap strukturudukan *bogie*. Penelitian tersebut berjudul “Analisa *Fatigue Life* pada Struktur Dudukan *Bogie* pada Perancangan dan Pengembangan *Monorail* UTM-125 Kapasitas 24 Ton menggunakan Metode Elemen Hingga”. Analisa *fatigue* dilakukan menggunakan *software ANSYS Workbench* dengan membandingkan pembebanan 118000 N, dengan asumsi beban maksimal akibat *live load*, angin, dan gaya sentrifugal.



Gambar 2.20 Hasil Solusi Deformasi untuk Setiap Tahapan Perbaikan

(Sumber: M. Awwaluddin, 2012)



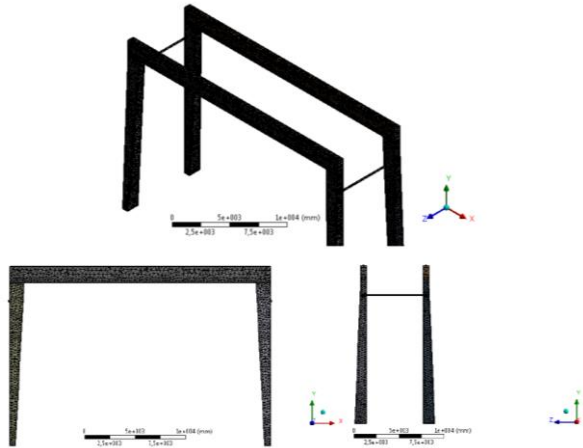
Gambar 2.21 Hasil Akhir Analisis Fatigue pada Struktur Dudukan Bogie

(Sumber: M. Awwaluddin, 2012)

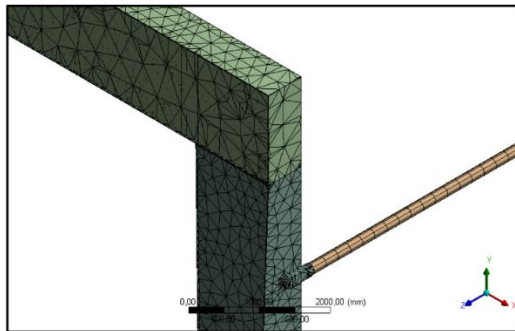
Setelah dilakukan perbaikan model struktur sebanyak 5 kali untuk mendapat hasil terbaik, diperoleh hasil akhir *fatigue life* selama 114820 *cycles* di mana model pertama hanya dapat bertahan hingga 15703 *cycles*. Selain itu, 1 *cycle* diasumsikan berlangsung selama 1 detik sehingga *fatigue life* dudukan *bogie* meningkat menjadi 10 juta *cycles* dengan *safety factor* 15.

Penelitian terkait mengenai analisa *fatigue* juga pernah dilakukan oleh Ryandi Permana Putra pada tahun 2015 dengan judul “Analisa Kekuatan Struktur dan Estimasi *Fatigue Life* pada Konstruksi *Container Crane* Tipe RTG Berkapasitas SWL 35 Ton”. Pada penelitian ini, dilakukan analisa baik secara kuantitatif maupun kualitatif kekuatan dan kelayakan konstruksi, serta mengestimasi usia lelah (*Fatigue life*) dari konstruksi utama *crane* RTG. Penelitian terfokus pada konstruksi *girder* dan kolom, dengan 4 variasi beban kerja pada lokasi dengan momen paling besar. Operasi pengangkatan didasarkan pada data utilisasi periode satu bulan dengan jam operasi 20 jam. Simulasi menggunakan *software* berbasis MEH yaitu ANSYS juga dilakukan untuk mengetahui distribusi tegangan *Von-Mises* untuk selanjutnya

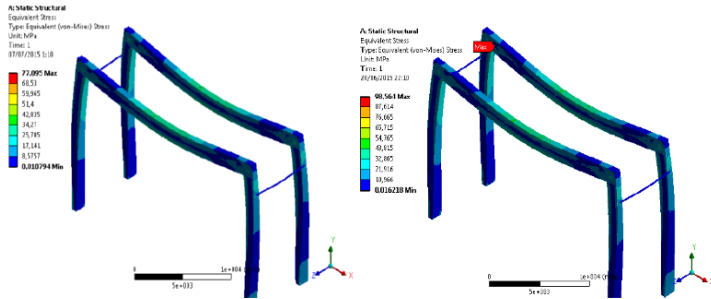
dianalisa tingkat keamanannya dengan keluaran *safety factor*. Selanjutnya, *fatigue life* juga dihitung secara akumulatif menurut aturan *Palmgreen Miner* yang ditinjau dari titik konstruksi.



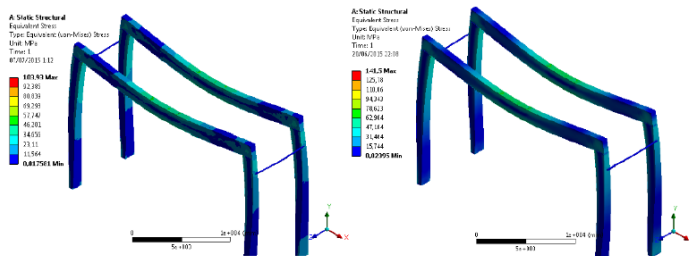
Gambar 2.22 Permodelan RTG
(Sumber: Ryandi Permana Putra, 2015)



Gambar 2.23 Hasil Meshing RTG
(Sumber: Ryandi Permana Putra, 2015)



Gambar 2.24 Hasil Simulasi Tegangan Von Mises Beban 5 Ton (Kiri) dan Beban 15 Ton (Kanan)
 (Sumber: Ryandi Permana Putra, 2015)



Gambar 2.25 Hasil Simulasi Tegangan Von Mises Beban 17,5 Ton (Kiri) dan Beban 35 Ton (Kanan)
 (Sumber: Ryandi Permana Putra, 2015)

Kesimpulan akhir menunjukkan bahwa konstruksi RTG mengalami tegangan resultan yang masih berada di bawah batas aman akibat beban kerja maksimal (*Allowable stress*), dengan begitu dinyatakan aman dengan nilai *safety factor* sebesar 1,8. Selanjutnya dari perhitungan *fatigue*, diperoleh nilai estimasi usia lelah RTG sebesar ± 128 tahun.

BAB III

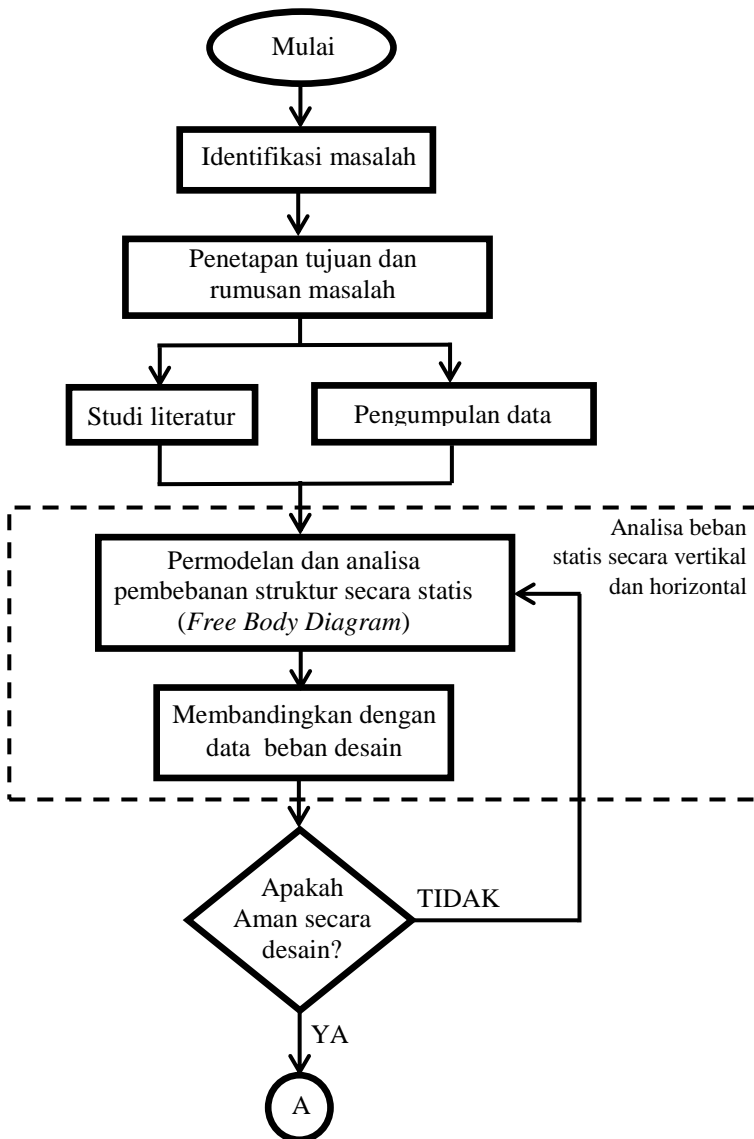
METODE PENELITIAN

3.1 Prosedur Penelitian

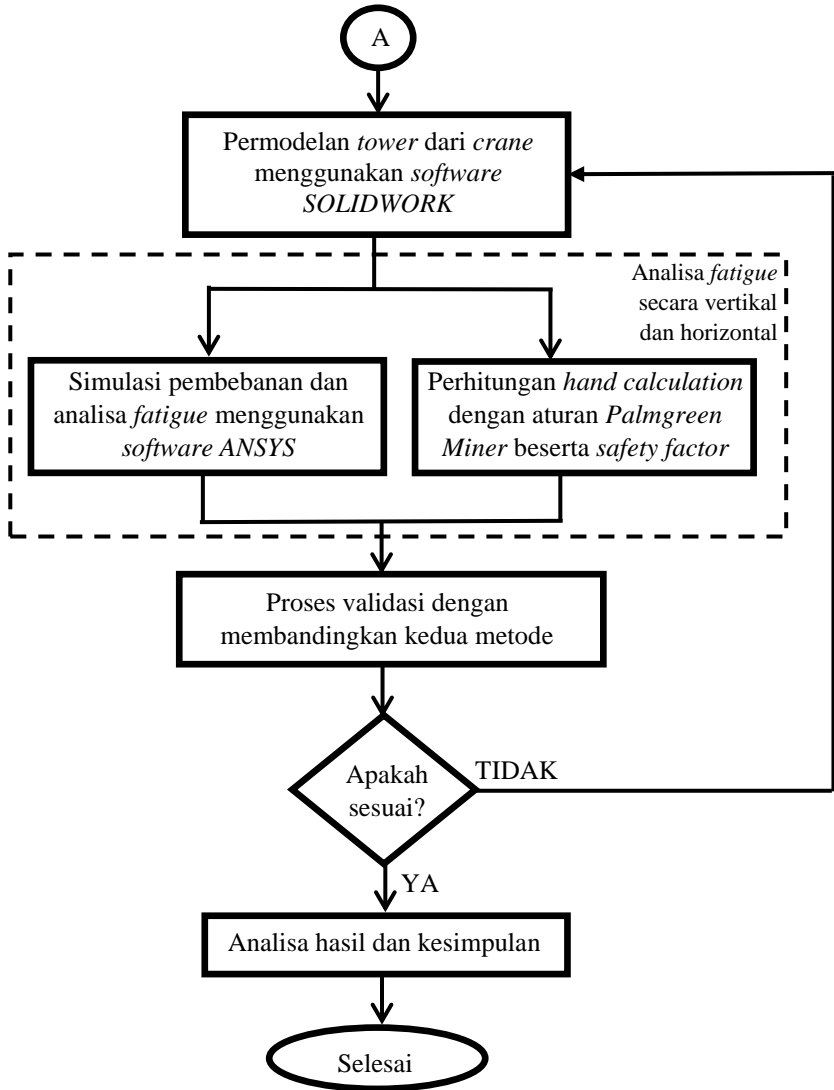
Pada penelitian ini, dilakukan beberapa tahapan untuk menunjang proses analisa secara keseluruhan. Tahap pertama dilakukan studi literatur pada beberapa sumber berupa buku, jurnal, maupun tugas akhir terdahulu yang berkaitan dengan topik penelitian ini. Selanjutnya, dilakukan juga analisa statis secara vertikal dan horizontal melalui *hand calculation fress body diagram* dengan beban maksimum untuk dibandingkan dengan data pembebanan izin secara desain dari PT. Lelangon (Khususnya secara vertikal). Gaya dan momen yang dihasilkan dari perhitungan tersebut digunakan sebagai *loading condition* pada tahap simulasi. Tahap simulasi diawali dengan pembuatan geometri *tower* dari *crane* namun hanya difokuskan pada bagian bawah saja untuk menyederhanakan proses. Kemudian dilakukan simulasi menggunakan *software ANSYS Workbench 18.0* untuk mendapatkan *fatigue life*, *damage*, dan *safety factor*. Bersamaan dengan simulasi, dilakukan juga *hand calculation fatigue life* menggunakan aturan *Palmgreen Miner* berikut *fatigue damage* dan *safety factor* sebagai tahap validasi.

3.2 Diagram Alir

Penelitian Tugas Akhir ini dilakukan secara sistematis sesuai dengan diagram alir di bawah ini:

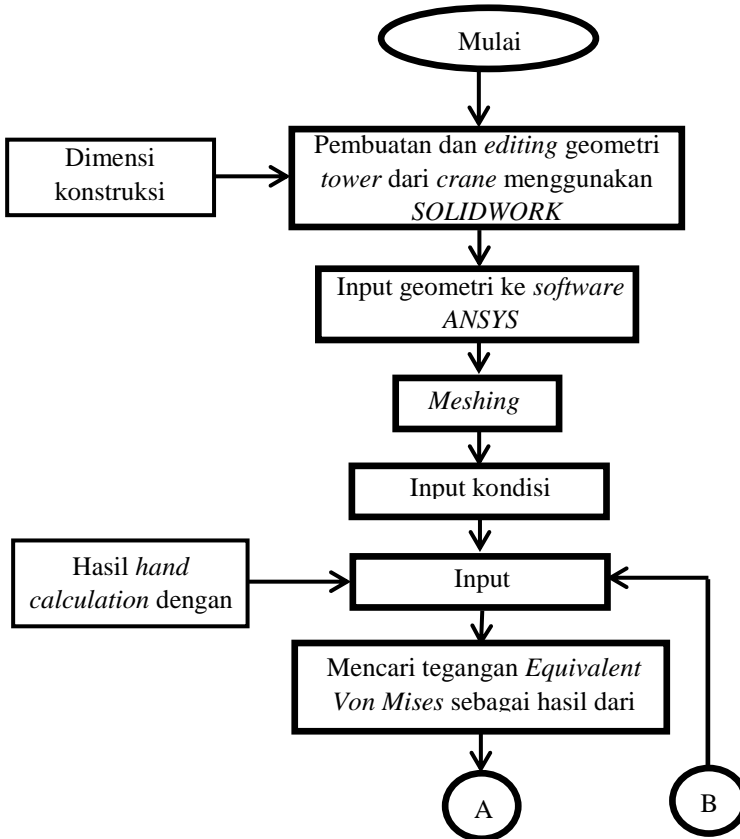


Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Tugas Akhir

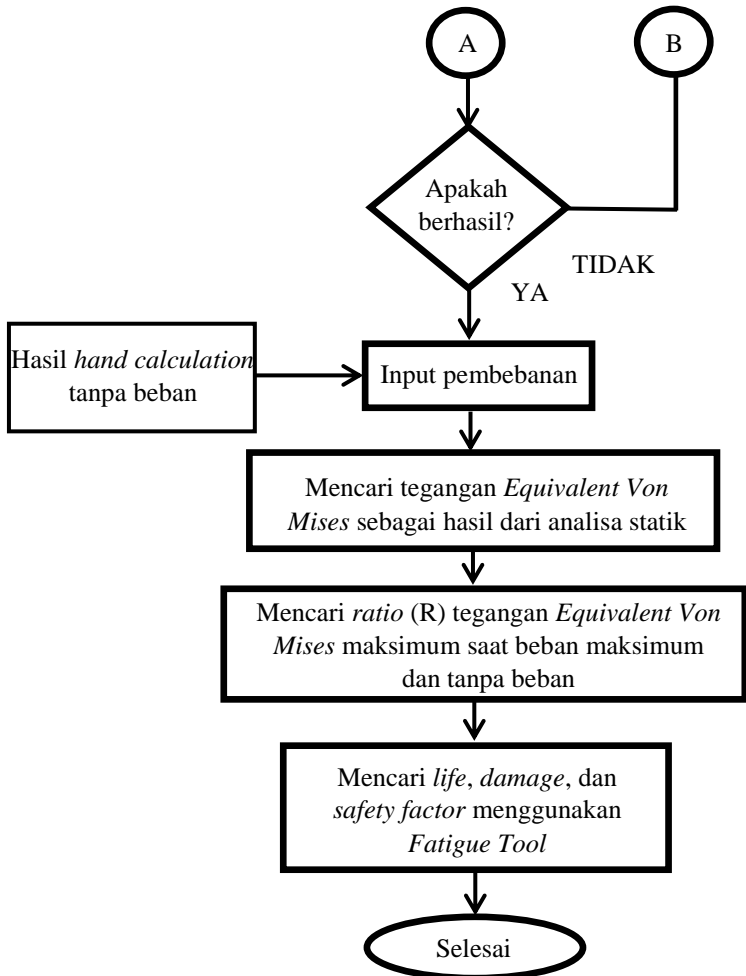


Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir (Lanjutan)

Hasil analisa dan perhitungan secara teoritis di atas kemudian didukung oleh analisa menggunakan *software* berbasis MEH dengan pembebanan yang telah ditentukan. Analisa secara vertikal dengan *software* dilakukan dengan metode sebagai berikut:

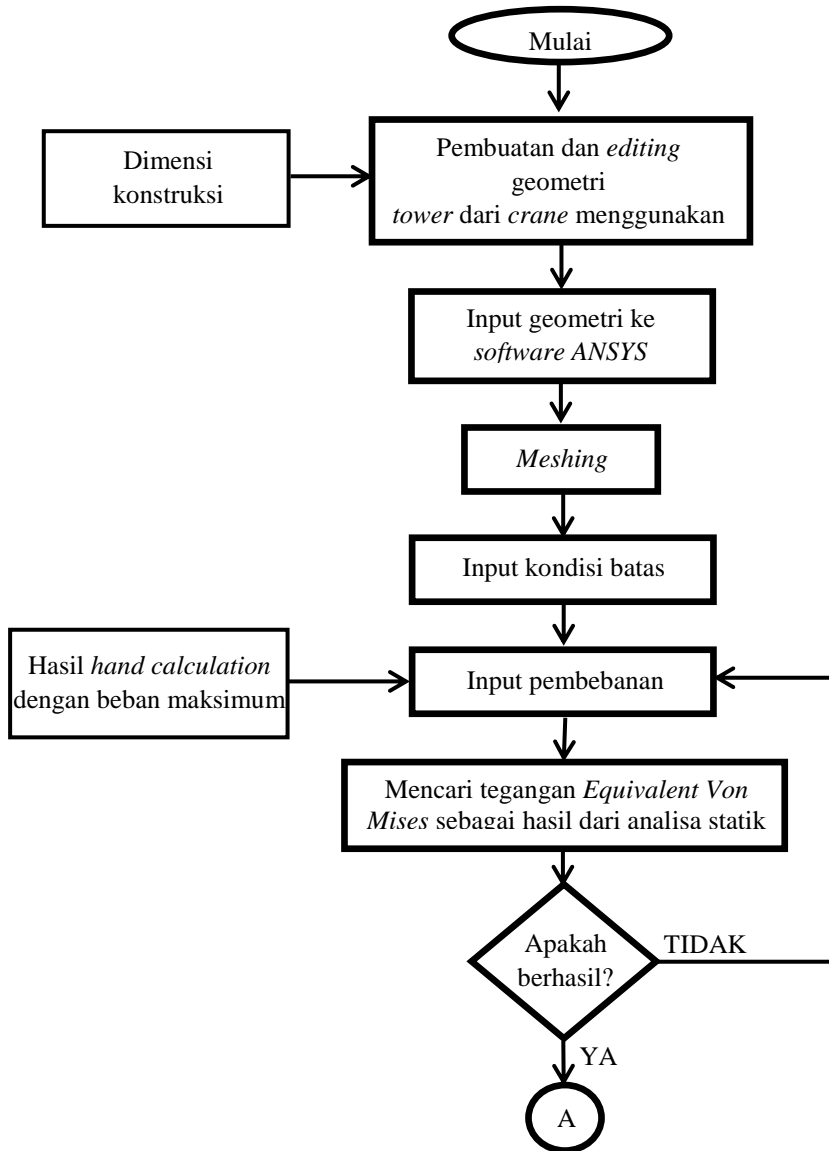


Gambar 3.2 Diagram Alir Simulasi dan Analisa secara Vertikal dengan *Software*

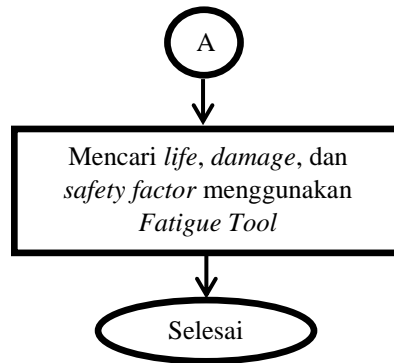


Gambar 3.2 Diagram Alir Simulasi dan Analisa secara Vertikal dengan *Software* (Lanjutan)

Selanjutnya, analisa secara horizontal dengan *software* dilakukan dengan metode sebagai berikut:



Gambar 3.3 Diagram Alir Simulasi dan Analisa secara Horizontal dengan Software



Gambar 3.3 Diagram Alir Simulasi dan Analisa secara Horizontal dengan *Software* (Lanjutan)

3.3 Studi Literatur

Studi literatur dilakukan dengan pendalaman materi melalui berbagai buku diktat, jurnal ilmiah, serta laporan penelitian terdahulu yang relevan dengan analisa kekuatan struktur dan *fatigue*. Salah satu buku diktat yang digunakan adalah *Shigley's Mechanical Engineering Designed 10th Edition*. Jurnal ilmiah yang digunakan salah satunya adalah “Analisa *Fatigue Life* pada Struktur Dudukan *Bogie* pada Perancangan dan Pengembangan Monorail UTM-125 Kapasitas 24 Ton Menggunakan Metode Elemen Hingga” oleh M. Awwaluddin et al. Sedangkan salah satu laporan penelitian terdahulu yang digunakan yaitu “Analisis Kekuatan Struktur dan Estimasi *Fatigue Life* pada Konstruksi *Container Crane* Tipe RTG Berkapasitas SWL 35 Ton” oleh Ryandi Permana Putra (2015).

3.4 Pengumpulan Data

Slewing Tower Level Luffing Crane yang menjadi objek utama penelitian Tugas Akhir ini berlokasi di Kota Semarang, Jawa Tengah. Oleh karena itu, pengambilan data dilakukan melalui wawancara tim ahli PT. Lelangon dan

juga dengan data desain *crane* milik perusahaan. Sebagai penunjang penelitian ini, data yang didapat adalah sebagai berikut:

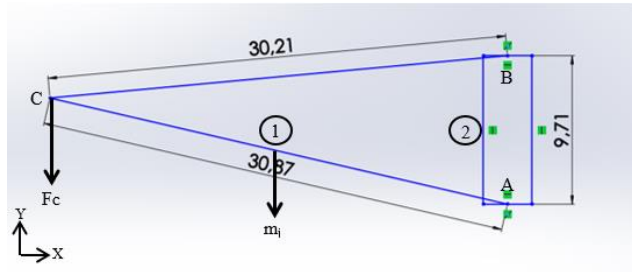
- a. *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini berputar dengan kecepatan (n) 1 rpm.
- b. Berat *jib* untuk analisa beban statis secara vertikal yaitu sebesar 13,7 ton. (Terlampir)
- c. Dimensi *tower* dan *jib* secara terperinci. (Terlampir)
- d. Data beban desain maksimum yang diizinkan. (Terlampir)
- e. *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini memiliki *Designed life* selama 15 tahun.
- f. Jam operasional secara terperinci sesuai keadaan lapangan, yaitu *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini bekerja untuk memindahkan kayu dari tongkang selama 18 jam setiap hari dengan sekali proses pemindahan (1 *cycle*) selama 5 menit. Sekali datang ke pelabuhan Tanjung Emas di Semarang, kapal membawa 2 tongkang dan untuk memindahkan seluruh kayu dalam 1 tongkang membutuhkan waktu kerja selama 3 hari. Dibutuhkan waktu rata-rata selama 7 hari untuk menunggu kapal selanjutnya datang. Selain itu, setiap tahunnya terdapat 3 *down time* untuk *maintenance* masing-masing selama 3 minggu.

3.5 Permodelan dan Analisa Pembebanan Struktur secara Statis

Berdasarkan data desain, *Slewing Tower Level Luffing Crane* tersebut memiliki beban maksimal sebesar 20 ton dan massa *jib* (m_j) 13,7 ton.

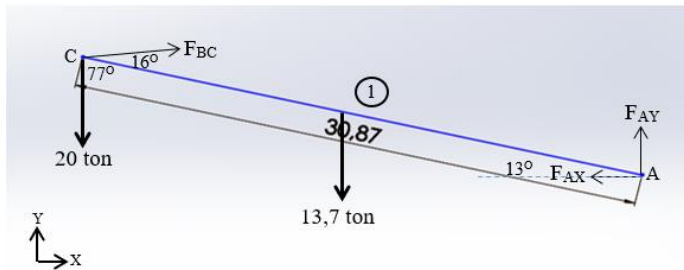
3.5.1 Secara Vertikal

- a. Struktur dan pembebanan dengan beban maksimal dimodelkan sebagai berikut:



Gambar 3.4 Struktur dan Pembebanan Slew Tower Level Luffing Crane dengan Beban Maksimal

- Benda 1



Gambar 3.5 Free Body Diagram Benda 1

$$\sum M_A = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$F_{BC} \sin 16^\circ x l - F_C \sin 77^\circ x l - m_j \sin 77^\circ x \frac{1}{2} l = 0$$

$$F_{BC} x 0,276 - 20 x 10^4 (N) x 0,974 - 13,7 x 10^4 (N) x 0,487 = 0$$

$$F_{BC} x 0,276 - 19,48 x 10^4 (N) - 6,6719 x 10^4 (N) = 0$$

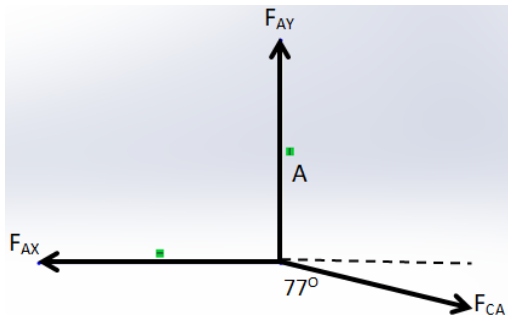
$$F_{BC} x 0,276 = 26,1519 x 10^4 (N)$$

$$F_{BC} = \frac{26,1519 x 10^4}{0,276} (N)$$

$$F_{BC} = 94,753 x 10^4 (N)$$

$$\begin{aligned}
 \Sigma F_y &= 0 \quad \uparrow + \\
 F_{AY} + F_{BC} \sin 3^\circ - F_C - m_j &= 0 \\
 F_{AY} + 94,753 \times 10^4 (N) \times 0.052 - 20 \times 10^4 (N) \\
 &\quad - 13,7 \times 10^4 (N) = 0 \\
 F_{AY} &= 33,74 \times 10^4 (N) - 4.9272 \times 10^4 (N) \\
 F_{AY} &= 28,7728 \times 10^4 (N) \\
 \\
 \Sigma F_x &= 0 \quad \rightarrow + \\
 F_{BC} \cos 3^\circ - F_{AX} &= 0 \\
 94,753 \times 10^4 (N) \times 0.999 - F_{AX} &= 0 \\
 F_{AX} &= 94,753 \times 10^4 (N) \times 0.999 \\
 F_{AX} &= 94,658 \times 10^4 (N)
 \end{aligned}$$

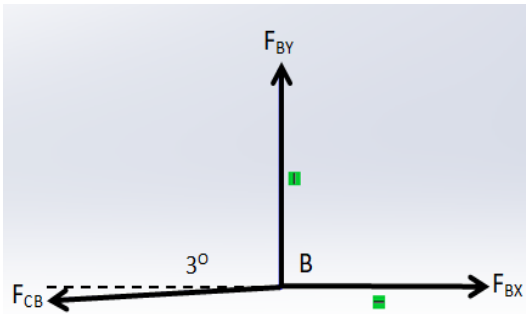
- Titik A



Gambar 3.6 Distribusi Gaya pada Titik A

$$\begin{aligned}
 \Sigma F_y &= 0 \quad \uparrow + \\
 F_{AY} - F_{CA} \cos 77^\circ &= 0 \\
 28,7728 \times 10^4 (N) - F_{CA} \times 0.225 &= 0 \\
 F_{CA} \times 0.225 &= 28,7728 \times 10^4 (N) \\
 F_{CA} &= \frac{28,7728 \times 10^4}{0.225} (N) \\
 F_{CA} &= 127,879 \times 10^4 (N)
 \end{aligned}$$

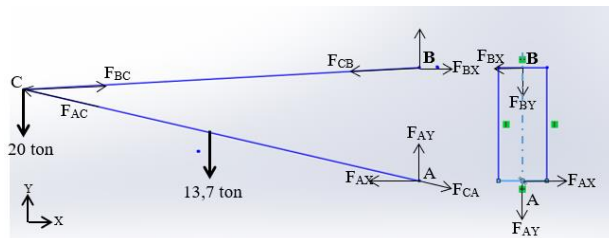
- Titik B



Gambar 3.7 Distribusi Gaya pada Titik B

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \quad \uparrow + \\ F_{BY} - F_{CB} \sin 3^\circ &= 0 \\ F_{BY} - 94,753 \times 10^4 (N) \times 0.052 &= 0 \\ F_{BY} &= 94,753 \times 10^4 (N) \times 0.052 \\ F_{BY} &= 4,92 \times 10^4 (N)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \quad \rightarrow + \\ F_{BX} - F_{CB} \cos 3^\circ &= 0 \\ F_{BX} - 94,753 \times 10^4 (N) \times 0.999 &= 0 \\ F_{BX} &= 94,753 \times 10^4 (N) \times 0.999 \\ F_{BX} &= 94,658 \times 10^4 (N)\end{aligned}$$



Gambar 3.8 Free Body Diagram Benda 1 dan 2

- Momen *Bending*

$$M_A = F_{BX} \times R$$

$$M_A = 94,658 \times 10^4 \text{ (N)} \times 9.714 \text{ (m)}$$

$$M_A = 919,508 \times 10^4 \text{ (Nm)}$$

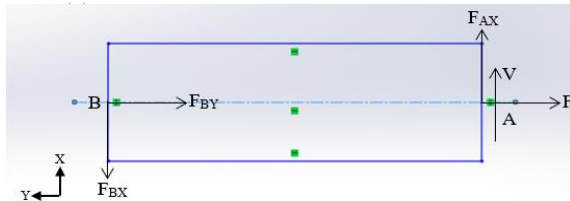
$$M_A = 9195.08 \text{ (KNm)}$$

- Gaya Vertikal (Total)

$$F_{AY} + F_{BY} = 28,7728 \times 10^4 \text{ (N)} + 4.92 \times 10^4 \text{ (N)}$$

$$F_{AY} + F_{BY} = 33,6925 \times 10^4 \text{ (N)} = 336,925 \text{ (KN)}$$

- Gaya Lateral (V)



Gambar 3.9 Free Body Diagram Bagian Tower

$$\sum F_x = 0 \quad \uparrow +$$

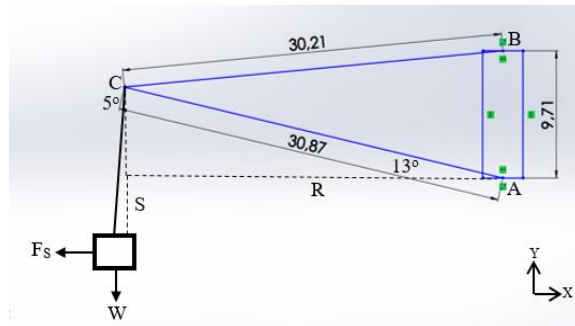
$$F_{AX} - F_{BX} + V = 0$$

$$94,658 \times 10^4 \text{ (N)} - 94,658 \times 10^4 \text{ (N)} + V = 0$$

$$V = 0 \text{ (N)} = 0 \text{ (KN)}$$

- Gaya Sentrifugal (F_s)

Karena adanya gerakan memutar *jib* saat proses pemindahan beban, dihasilkan gaya sentrifugal yang bekerja pada beban angkat. Dengan asumsi *sling* yang digunakan memiliki panjang (S) 10 meter dengan sudut yang dihasilkan oleh gaya sentrifugal sebesar 5° .



Gambar 3.10 Gaya Sentrifugal

$$W = 20 \times 10^4 (N)$$

$$R = 30,873 \cos 13^\circ (m)$$

$$n = 1 (rpm)$$

$$g = 10 \, m/s^2$$

$$S = 10 \cos 5^\circ - 30,87 \sin 13^\circ (m)$$

$$S = 3,018 (m)$$

$$F_s = \frac{WR}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2$$

$$F_s = \frac{20 \times 10^4 \times 30,873 \cos 13^\circ}{10} \left(\frac{3,14 \times 1}{30} \right)^2$$

$$F_s = 6590,3328 (N)$$

- Momen akibat Gaya Sentrifugal

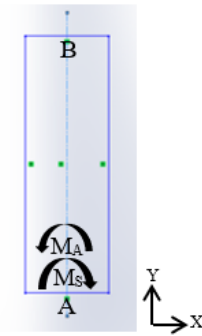
$$M_s = F_s \times S$$

$$M_s = 6590,33 (N) \times 3,018 (m)$$

$$M_s = 19889,616 (Nm)$$

$$M_s = 19,89 (KNm)$$

- Momen Total di Titik A



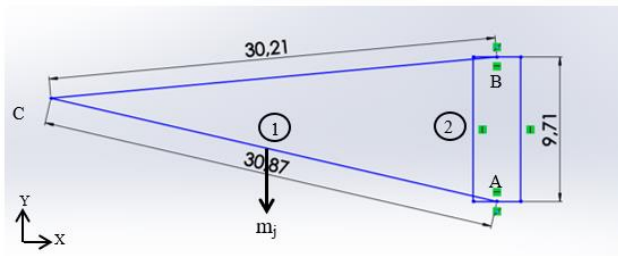
Gambar 3.11 Momen yang Bekerja pada Bagian *Tower*

$$M_T = M_A - M_S$$

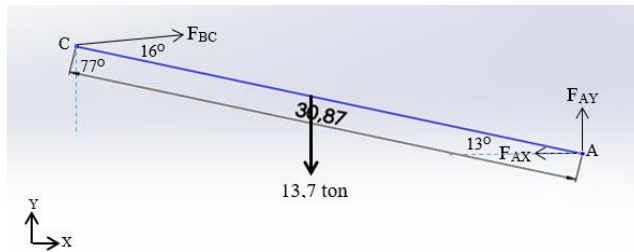
$$M_T = 9195.08 - 19,89 \text{ (KNm)}$$

$$M_T = 9175,19 \text{ (KNm)}$$

- b. Struktur dan pembebanan tanpa beban angkat dimodelkan sebagai berikut:



**Gambar 3.12 Struktur dan Pembebanan *Slew Tower*
Level Luffing Crane tanpa Beban**



Gambar 3.13 Free Body Diagram benda 1

$$\sum M_A = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$F_{BC} \sin 16^\circ x l - m_j \sin 77^\circ x \frac{1}{2} l = 0$$

$$F_{BC} x 0,276 - 13,7 x 10^4 (N) x 0,487 = 0$$

$$F_{BC} x 0,276 - 6,6719 x 10^4 (N) = 0$$

$$F_{BC} x 0,276 = 6,6719 x 10^4 (N)$$

$$F_{BC} = \frac{6,6719 x 10^4 (N)}{0,276} (N)$$

$$F_{BC} = 24,174 x 10^4 (N)$$

$$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$$

$$F_{AY} + F_{BC} \sin 3^\circ - m_j = 0$$

$$F_{AY} + 24,174 x 10^4 (N) x 0,052 - 13,7 x 10^4 (N) = 0$$

$$F_{AY} = -1,257 x 10^4 (N) + 13,7 x 10^4 (N)$$

$$F_{AY} = 12,443 x 10^4 (N)$$

$$\sum F_x = 0 \quad \rightarrow +$$

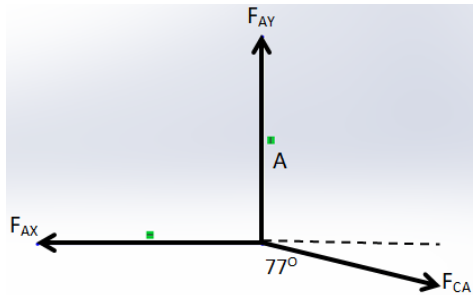
$$F_{BC} \cos 3^\circ - F_{AX} = 0$$

$$24,174 x 10^4 (N) x 0,999 - F_{AX} = 0$$

$$F_{AX} = 24,174 x 10^4 (N) x 0,999$$

$$F_{AX} = 24,15 x 10^4 (N)$$

- Titik A



Gambar 3.14 Distribusi Gaya pada Titik A

$$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$$

$$F_{AY} - F_{CA} \cos 77^\circ = 0$$

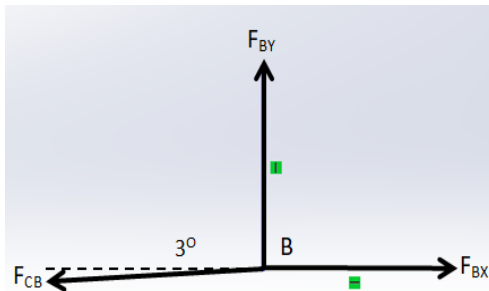
$$12,443 \times 10^4 \text{ (N)} - F_{CA} \times 0.225 = 0$$

$$F_{CA} \times 0.225 = 12,443 \times 10^4 \text{ (N)}$$

$$F_{CA} = \frac{12,443 \times 10^4 \text{ (N)}}{0.225}$$

$$F_{CA} = 55,302 \times 10^4 \text{ (N)}$$

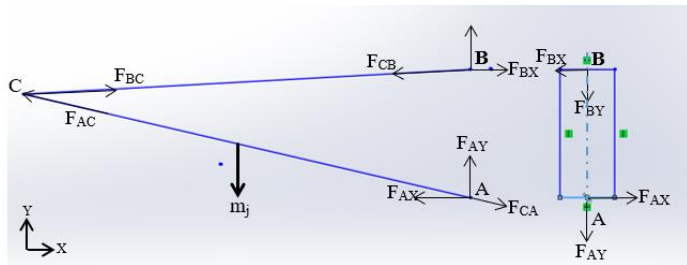
- Titik B



Gambar 3.15 Distribusi Gaya pada Titik B

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \uparrow + \\ F_{BY} - F_{CB} \sin 3^\circ &= 0 \\ F_{BY} - 24,174 \times 10^4 (N) \times 0.052 &= 0 \\ F_{BY} &= 24,174 \times 10^4 (N) \times 0.052 \\ F_{BY} &= 1,257 \times 10^4 (N)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \rightarrow + \\ F_{BX} - F_{CB} \cos 3^\circ &= 0 \\ F_{BX} - 24,174 \times 10^4 (N) \times 0.999 &= 0 \\ F_{BX} &= 24,174 \times 10^4 (N) \times 0.999 \\ F_{BX} &= 24,15 \times 10^4 (N)\end{aligned}$$



Gambar 3.16 Free Body Diagram Benda 1 dan 2

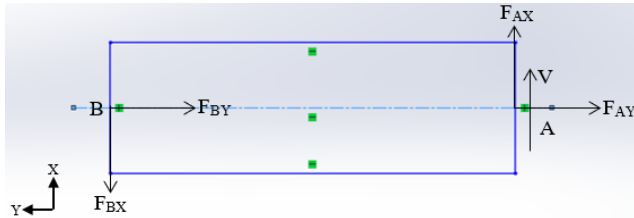
- Momen Bending

$$\begin{aligned}M_A &= F_{BX} \times R \\ M_A &= 24,15 \times 10^4 (N) \times 9.714 (m) \\ M_A &= 234,5931 \times 10^4 (Nm) \\ M_A &= 2345,931 (KNm)\end{aligned}$$

- Gaya Vertikal (Total)

$$\begin{aligned}F_{AY} + F_{BY} &= 12,443 \times 10^4 (N) + 1,257 \times 10^4 (N) \\ F_{AY} + F_{BY} &= 13,7 \times 10^4 (N) = 137 (KN)\end{aligned}$$

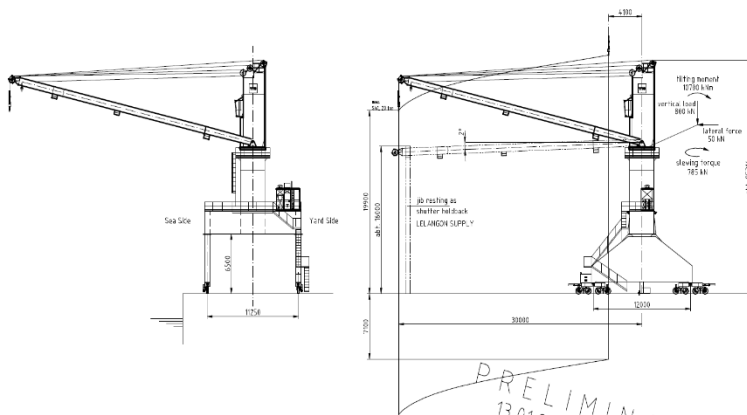
- Gaya Lateral (V)



Gambar 3.17 Free Body Diagram Bagian Tower

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \quad \uparrow + \\ F_{AX} - F_{BX} + V &= 0 \\ 24,15 \times 10^4 \text{ (N)} - 24,15 \times 10^4 \text{ (N)} + V &= 0 \\ V &= 0 \text{ (N)} = 0 \text{ (KN)}\end{aligned}$$

Setelah dilakukan perhitungan secara teoritis, hasil yang didapat dibandingkan dengan data desain sebagai berikut:



Gambar 3.18 Data Beban Desain Slewing Tower Level Luffing Crane
(Sumber: Dokumen PT. Lelangon)

Tabel 3. 1 Perbandingan Beban Desain dan Hasil Perhitungan Teoritis

Tinjauan	Data Desain (KN)	Hasil Perhitungan dengan Beban Maksimal (KN)	Hasil Perhitungan tanpa Beban Angkat (KN)	Keterangan
<i>Tilting Moment</i>	10700	9129,43	2345,931	Aman
<i>Vertical Load</i>	800	336,925	137	Aman
<i>Lateral Force</i>	50	0	0	Aman

3.5.2 Secara Horizontal

Secara horizontal, beban yang berpengaruh adalah gaya dorong angin dan gaya tangensial akibat perputaran *jib*.

a. Gaya Dorong Angin

Pelabuhan Emas memiliki rata-rata kecepatan angin (v) sebesar 11,875 km/h dengan massa jenis udara sebesar 1,225 kg/m³.

$$v = 11,875 \text{ (km/h)}$$

$$v = 11,875 \text{ km/h} \times \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$v = 3,299 \text{ (m/s)}$$

- Perhitungan Tekanan Angin (P)

$$P = \frac{1}{2} \rho v^2$$

$$P = \frac{1}{2} \times 1,225 \text{ (kg/m}^3\text{)} \times 3,299^2 \text{ (m}^2\text{/s}^2\text{)}$$

$$P = 6,672 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

- Perhitungan Gaya Dorong Angin Merata (F_M)

$$F_M = A \times P \times C_F$$

$$F_M = (30,870 \times 0,804) \text{ (m}^2\text{)} \times 6,672 \text{ (N/m}^2\text{)} \times 1,69$$

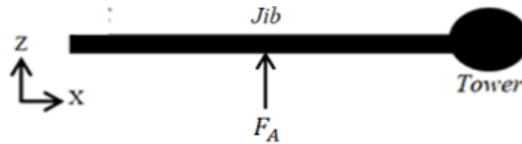
$$F_M = 279,857 \text{ (N)}$$

- Perhitungan Gaya Dorong Angin Terpusat (F_A)

$$F_A = F_M x l$$

$$F_A = 279,857 \text{ (N)} x 30,870 \text{ (m)}$$

$$F_A = 8639,171 \text{ (N)}$$



Gambar 3.19 Gaya Dorong Angin yang Mengenai Jib

b. Gaya Tangensial

Saat pengoperasian, bagian *tower* dan *jib* berputar dengan kecepatan maksimal 1 rpm. Dari posisi diam (Kecepatan nol), dibutuhkan waktu 5 detik untuk mencapai kecepatan maksimal.

- Perhitungan Kecepatan Sudut (α) dengan Gerak Melingkar Berubah Beraturan (GMBB)

$$\omega_t = \omega_0 + \alpha t$$

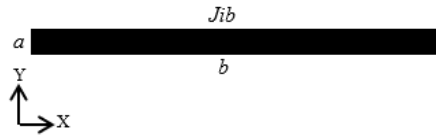
$$1 \times \frac{2\pi}{60} \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = 0 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) + \alpha x 5s$$

$$\frac{3,14}{30} \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = \alpha x 5s$$

$$\alpha = \frac{3,14 \text{ rad}}{30 x 5 s}$$

$$\alpha = 0,0209 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right)$$

- Perhitungan Momen Inersia *Jib* (I)
Jib dianggap plat tipis dengan momen inersia di bawah ini:

Gambar 3.20 *Jib* Tampak Atas

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{1}{12} m(a^2 + b^2) \\
 I &= \frac{1}{12} \times 13,7 \times 10^3 \times (2,2^2 + (30,87 \cos 13^\circ)^2) \\
 I &= \frac{1}{12} \times 13,7 \times 10^3 \times (4,84 + 904,73) \\
 I &= \frac{1}{12} \times 13,7 \times 10^3 \times 909,57 \\
 I &= 1038,43 \times 10^3 \text{ (kg.m}^2\text{)}
 \end{aligned}$$

- Perhitungan Gaya Tangensial *Jib* (F_T)

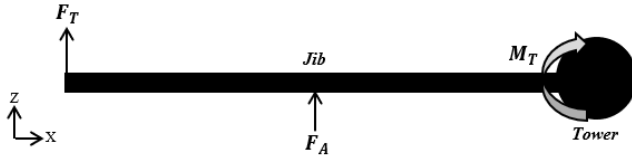
Gambar 3.21 Gaya Tangensial *Jib* saat Berputar

$$\begin{aligned}
 \tau &= F \times r \\
 F_T &= \frac{\tau}{r} \\
 F_T &= \frac{I \alpha}{r} \\
 F_T &= \frac{1038,43 \times 10^3 \text{ (kg.m}^2\text{)} \times 0,0209 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right)}{30,87 \cos 13^\circ \text{ (m)}}
 \end{aligned}$$

$$F_T = \frac{1038,43 \times 10^3 \text{ (kg.m}^2\text{)} \times 0,0209 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right)}{30,079 \text{ (m)}}$$

$$F_T = 721,54 \text{ (N)}$$

- c. Momen Total saat Keadaan Maksimal pada *Jib* (M_T)



Gambar 3.22 Gaya-Gaya yang bekerja pada *Jib* Dilihat dari Atas

$$M_T = F_A \times \frac{1}{2}l + F_T \times l$$

$$M_T = 30,870 \text{ (m)} \times \left(\left(8639,171 \times \frac{1}{2} \right) + 721,54 \right) \text{ (N)}$$

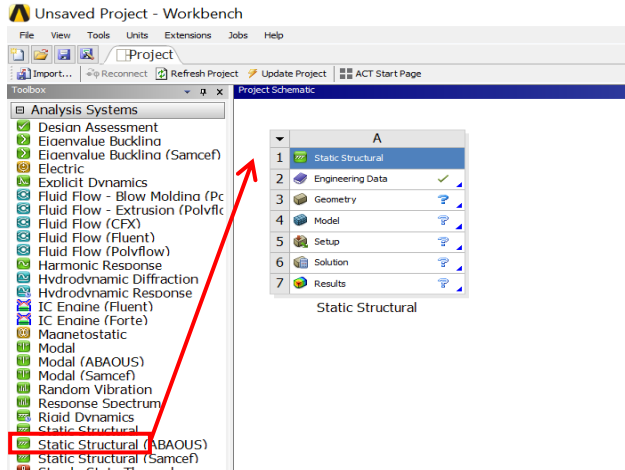
$$M_T = 30,870 \text{ (m)} \times 5041,1255 \text{ (N)}$$

$$M_T = 155619,544 \text{ (Nm)}$$

$$M_T = 155,62 \text{ (KNm)}$$

3.6 Simulasi Pembebanan dan Analisis *Fatigue*

Jenis permodelan yang akan digunakan pada analisa *fatigue* terhadap *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini adalah *Static Structural*. Analisa *Static Structural* dipilih untuk mengetahui batas kemampuan suatu benda dengan geometri dan material tertentu ketika diberikan beban tekan, tarik, momen *bending*, maupun momen puntir.



Gambar 3.23 Tampilan Jendela ANSYS Workbench R18.0 - Static Structural

Tahap simulasi dengan *software* ANSYS Workbench 18.0 yang akan dilakukan adalah sebagai berikut:

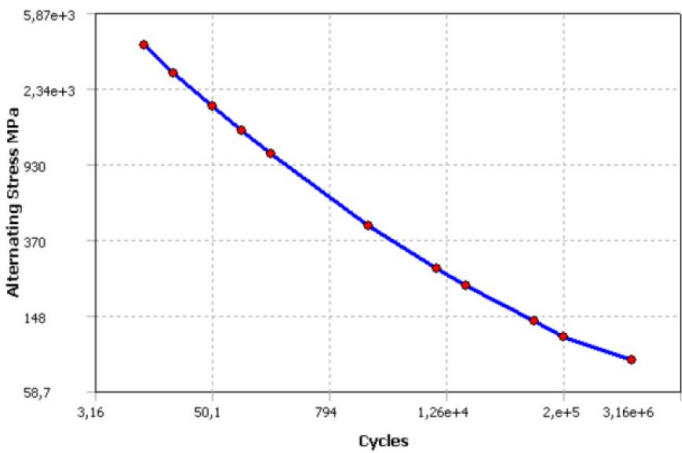
3.6.1 Karakteristik Material

Simulasi dilakukan dengan permodelan sedekat mungkin dengan kondisi aktual, baik segi geometri, kondisi batas, kondisi pembebanan, hingga material. *Slewing Tower Level Luffing Crane* yang akan dianalisa menggunakan material *High Strength Steel S355J2G3*. Jenis material ini adalah baja struktur *non-alloy* yang merupakan bagian dari standar Eropa untuk baja struktur yaitu EN 10025:2004. Properti material dan S-N *curve* baja S355J2G3 dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 3. 2 Properti Material *High Strength Steel S355J2G3*

(Sumber:Dokumen PT. Lelangon)

Properties	
Name:	1.0570 (S355J2G3)
Model type:	Linear Elastic Isotropic
Default failure criterion:	Max von Mises Stress
Yield strength:	315 N/mm^2
Tensile strength:	490 N/mm^2
Elastic modulus:	210000 N/mm^2
Poisson's ratio:	0.28
Mass density:	7.8 g/cm^3
Shear modulus:	79000 N/mm^2
Thermal expansion coefficient:	1.1e-005 /Kelvin



Gambar 3.24 S-N Curve Material *High Strength Steel S355J2G3*

(Sumber: *Mechanical Analysis and Optimisation of Front Roller Assembly*, 2010)

Tabel 3. 3 Data Kekuatan Fatigue Material *High Strength Steel S355J2G3* Berdasarkan S-N Curve

(Sumber: *Mechanical Analysis and Optimisation of Front Roller Assembly*, 2010)

Cycles	Alternating Stress (N/mm ² - MPa)
10000	902
50000	510
1e+005	410
5e+005	250
1e+006	205
5e+006	130
1e+007	108
5e+007	75
1e+008	66

Karena material *High Strength Steel S355J2G3* tidak terdapat dalam *library ANSYS Workbench 18.0*, maka dilakukan *input* properti secara manual pada *bar Engineering Data*.

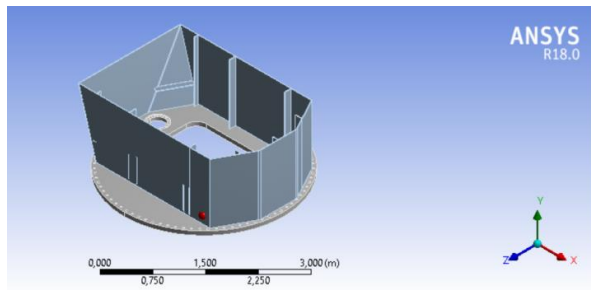
3.6.2 Permodelan Geometri

Pada tahap ini, diperlukan data dimensi *tower* secara akurat dan detail sesuai dengan desain dari PT. Lelangan. Proses permodelan geometri dapat dilakukan menggunakan *software Solidworks* lalu dikonversikan ke dalam *software ANSYS Workbench 18.0* untuk selanjutnya dilakukan analisa.



Gambar 3.25 Model Geometri Bagian *Tower*

Untuk menyederhanakan dan memfokuskan proses simulasi, model geometri yang telah dibuat disederhanakan. Penyederhanaan dilakukan dengan mengurangi ketinggian model *tower* dari 9,714 meter menjadi 1,276 meter seperti yang terlihat di bawah ini:



Gambar 3.26 Model Geometri *Tower* Setelah Disederhanakan

3.6.3 Diskritisasi (*Meshing*)

Diskritisasi atau *meshing* merupakan proses pembagian benda menjadi elemen-elemen yang lebih kecil. Proses ini sangat memengaruhi hasil simulasi, oleh karena itu jenis dan jumlah elemen *meshing* harus dipilih sesuai dengan kebutuhan benda yang dianalisa.

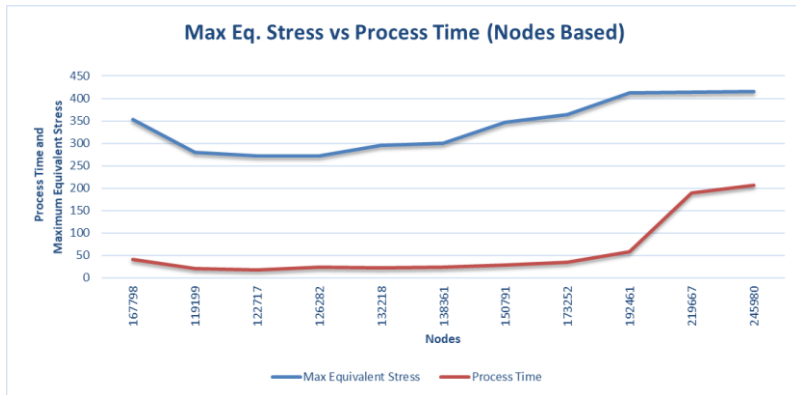
Pada *software ANSYS Workbench R18.0*, terdapat 3 jenis *meshing* yaitu *solid mesh*, *shell mesh*, dan *beam mesh*. Pemilihan jenis *mesh* ini bergantung pada tingkat ketelitian yang diinginkan. Sebagai contoh, *solid mesh* merupakan jenis *meshing* dengan jumlah elemen lebih banyak dan lebih teliti, namun juga membutuhkan waktu lebih lama. Sedangkan *shell mesh* membutuhkan waktu lebih singkat karena elemen yang dihasilkan lebih sedikit.

Jumlah elemen yang akan digunakan juga dapat diperoleh dari *convergence test*. *Convergence test* dilakukan secara manual dengan membagi geometri *tower* menjadi 2 bagian besar yaitu *body* dan dasar *tower*. Setelah dilakukan *convergence test*, *meshing method Hex Dominant* dipilih untuk diterapkan pada *body tower*. Selain untuk meningkatkan akurasi, bentuk geometri bentuk geometri bagian *body tower* sesuai untuk elemen berbentuk *hexahedron*. Selain itu, *convergence test* ini dilakukan dengan menggunakan variasi ukuran elemen pada bagian *body tower*. Namun untuk bagian dasar *tower*, digunakan *meshing method Automatic* karena bentuk geometri yang bundar sulit untuk dicapai elemen *hexahedron* secara maksimal. Dengan pembebanan maksimal sesuai hasil perhitungan statis secara vertikal yang telah dilakukan sebelumnya, nilai tegangan *Equivalent (Von Mises)* terbesar digunakan sebagai acuan pada *convergence test* ini. Kemudian, hasil *meshing* dengan nilai *error* paling kecil berikut waktu yang paling minimal akan diterapkan dalam proses simulasi. Dari hasil *convergence test*, di dapat metode *meshing* dengan nilai *error* kecil yaitu *Size*

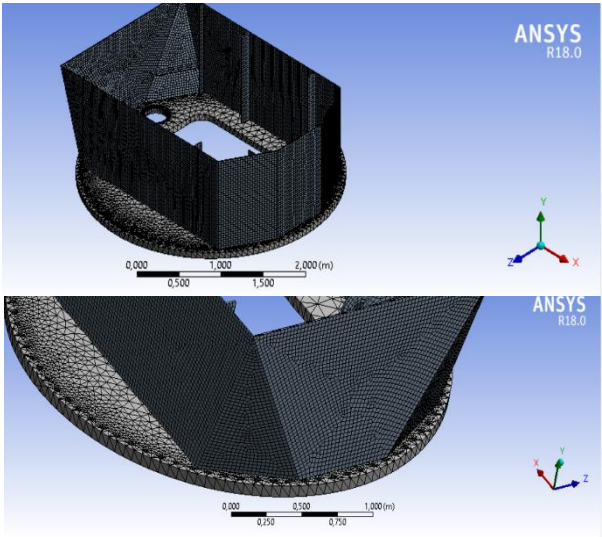
Function Adaptive, Relevance Center Fine, serta Span Angle Coarse dan Medium. Hasil convergence test dapat dilihat di bawah ini:

Tabel 3.4 Hasil Convergence Test dengan Span Angle Coarse

Method	Size Function	Relevance Center	Span Angle	Element size (mm)	Max Eq-Stress (MPa)	Nodes	Elements	Process time (s)	Max Eq-Stress Error (%)
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	Auto	352,44	167798	81011	41	
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	100	280,48	119199	63190	21	
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	90	271,99	122717	63955	18	3,026954
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	80	272,25	126282	64859	24	0,095592
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	70	295,09	132218	66278	23	8,389348
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	60	299,78	138361	66979	24	1,589346
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	50	346,27	150791	69168	29	15,50804
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	40	363,95	173252	73051	34	5,105842
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	35	412,41	192461	76014	58	13,31502
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	30	414,64	219667	80463	190	0,540724
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	27	416,07	245980	84996	207	0,344877



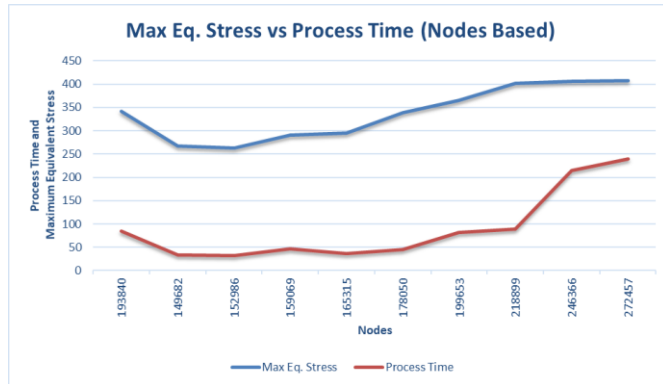
Gambar 3.27 Grafik Hasil Convergence Test dengan Span Angle Coarse



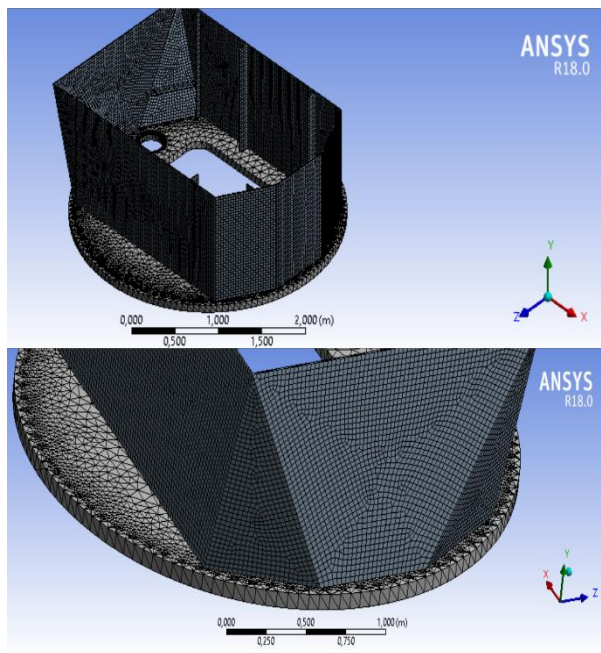
Gambar 3.28 Meshing dengan *Span Angle Coarse* dan Ukuran Elemen 30 mm

Tabel 3. 5 Hasil *Convergence Test* dengan *Span Angle Medium*

Method	Size Function	Relevance Center	Span Angle	Element size (mm)	Max Eq-Stress (MPa)	Nodes	Elements	Process time (s)	Max Eq-Stress Error (%)
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	Auto	341,41	193840	95759	84	
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	100			Error		
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	90	267,5	149682	79169	34	
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	80	263,31	152986	79935	32	1,566355
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	70	290,67	159069	81383	46	10,39079
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	60	295,41	165315	82198	36	1,630715
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	50	339,64	178050	84560	45	14,97241
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	40	365,62	199653	88038	82	7,649276
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	35	401,25	218899	91030	89	9,745091
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	30	405,72	246366	95614	215	1,114019
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	27	407,02	272457	99971	240	0,320418



Gambar 3.29 Grafik Hasil *Convergence Test* dengan *Span Angle Medium*

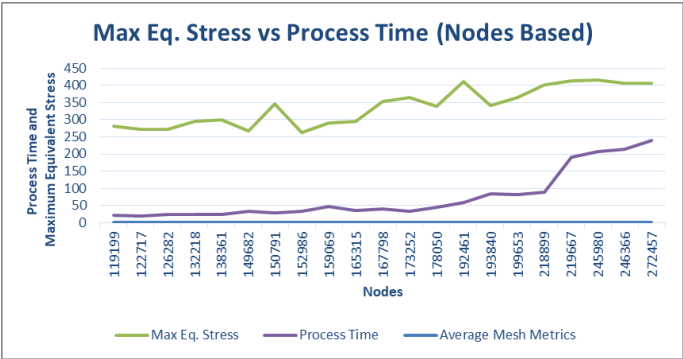


Gambar 3.30 *Meshing* dengan *Span Angle Medium* dan Ukuran Elemen 30 mm

Selanjutnya, dilakukan perbandingan antara kedua hasil tersebut dengan mengurutkan seluruh jumlah *nodes* dari yang paling kecil hingga paling besar disertai dengan kualitas *meshing* (*Average Mesh Metrics*). Hasil perbandingan tersebut dapat dilihat pada tabel di bawah ini:

Tabel 3.6 Hasil Pengurutan Jumlah *Nodes*

Method	Size Function	Relevance Center	Span Angle	Element size (mm)	Max Eq-Stress (MPa)	Nodes	Elements	Process time (s)	Max Eq-Stress Error (%)	Average Mesh Metrics
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	100	280,48	119199	63190	21		0,64654
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	90	271,99	122717	63955	18	3,026954	0,64193
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	80	272,25	126282	64859	24	0,095592	0,63631
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	70	295,09	132218	66278	23	8,389348	0,62956
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	60	299,78	138361	66979	24	1,589346	0,62798
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	90	267,5	149682	79169	34	10,7679	0,64334
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	50	346,27	150791	69168	29	29,44673	0,62226
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	80	263,31	152986	79935	32	23,95818	0,63907
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	70	290,67	159069	81383	46	10,39079	0,63394
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	60	295,41	165315	82198	36	1,630715	0,63207
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	Auto	352,44	167798	81011	41	19,30537	0,5566
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	40	363,95	173252	73051	34	3,265804	0,61447
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	50	339,64	178050	84560	45	6,679489	0,62605
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	35	412,41	192461	76014	58	21,42563	0,61577
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	Auto	341,41	193840	95759	84	17,21588	0,57274
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	40	365,62	199653	88038	82	7,091181	0,62067
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	35	401,25	218899	91030	89	9,745091	0,62312
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	30	414,64	219667	80463	190	3,337072	0,61731
Hex on wall	Adaptive	Fine	Coarse	27	416,07	245980	84996	207	0,344877	0,61533
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	30	405,72	246366	95614	215	2,487562	0,62143
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	27	407,02	272457	99971	240	0,320418	0,62494
Hex on wall	Adaptive	Fine	Medium	100				Error		

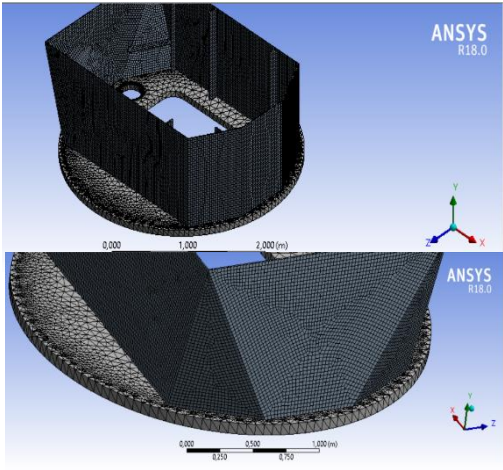


Gambar 3.31 Grafik Hasil *Convergence Test* secara Keseluruhan

Dapat dilihat pada tabel dan grafik di atas, *Average Mesh Metrics* yang didapat sudah melebihi 0,5 dengan perbedaan antar metode *meshing* sangat tipis. Maka selanjutnya, metode *meshing* dipilih berdasarkan batas nilai maksimal *error* 2 % dengan waktu proses yang paling minimal. Oleh karena itu, dipilih *Size Function Adaptive*, *Relevance Center Fine*, *Span Angle Coarse*, dan ukuran elemen 27 mm sebagai metode *meshing* yang digunakan dalam simulasi.

Tabel 3.7 Metode *Meshing* yang Digunakan pada Simulasi

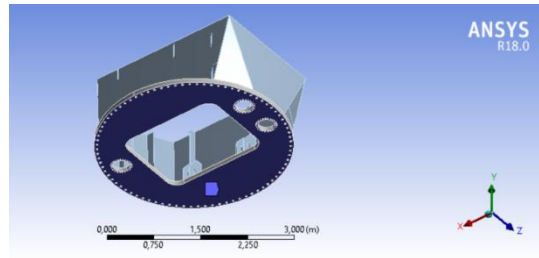
Metode <i>Meshing</i>	
<i>Size Function</i>	<i>Adaptive</i>
<i>Relevance Center</i>	<i>Fine</i>
<i>Span Angle</i>	<i>Coarse</i>
<i>Element size (mm)</i>	27
<i>Nodes</i>	245980
<i>Elements</i>	84996
<i>Average Mesh Metrics</i>	0,61533



Gambar 3.32 *Meshing* pada Geometri BagianTower

3.6.4 Kondisi Batas

Kondisi batas yang diberikan pada objek analisa adalah tumpuan *fixed support* pada dasar *tower*. Hal ini dilakukan agar tidak terjadi perpindahan *tower* ketika diberikan pembebanan.



Gambar 3.33 Pemberian Kondisi Batas *Fixed Support* pada Dasar *Tower*

3.6.5 Kondisi Pembebanan

Sesuai dengan kondisi aktual yang telah dianalisa melalui *hand calculation*, gaya-gaya yang bekerja pada *tower* dapat dilihat pada tabel di bawah ini:

Tabel 3. 8 Beban yang Bekerja secara Vertikal dan Horizontal

Pembebanan	Vertikal		Horizontal
	Beban Maksimal	Tanpa Beban	
Gaya Vertikal F_{by} (KN)	49,2	12,57	0
Gaya Horizontal F_{bx} (KN)	946,58	241,5	0
Gaya Sentrifugal F_s (KN)	6,59	0	0
Gaya Angin F_a (KN)	0	0	8,639
Gaya Tangensial F_t (KN)	0	0	0,722

Gaya-gaya inilah yang akan digunakan pada objek simulasi untuk selanjutnya dinalisa. Pada *load condition*, gaya dimasukkan pada posisi yang sebenarnya terhadap permukaan atas geometri yang telah disederhanakan menggunakan *Remote Force*.

Loading type yang digunakan pada simulasi baik secara vertikal, maupun horizontal adalah *constant amplitude* dan *proportional loading*. *Constant amplitude* digunakan karena proses pemindahan kayu tongkang (Vertikal) maupun deformasi *jib* akibat gaya-gaya yang bekerja (Horizontal) menghasilkan tegangan *Equivalent Von-Mises* maksimum dan minimum yang selalu tetap pada setiap *cycle*. Beban angkat vertikal yang digunakan setiap *cycle* selalu konstan yaitu SWL 20 ton saat kondisi maksimum dan tidak ada beban angkat sebagai kondisi minimum (*Ratio*). Sedangkan secara horizontal, gaya dorong angin beserta gaya tangensial pada *jib* bekerja sekaligus secara bergantian dari arah yang berlawanan. Sehingga, pembebanan menghasilkan tegangan *Equivalent Von-Mises* maksimum dan minimum yang berkebalikan arah namun sama besar (*Fully reversed*). Selain itu, hanya beban *bending* yang bekerja pada bagian *tower* secara vertikal. Sedangkan secara horizontal, hanya terdapat jenis pembebanan torsi. Satu jenis pembebanan di setiap analisis inilah yang disebut *proportional loading*.

3.6.6 Analisis

Sebelum analisis *fatigue*, analisis statis pada setiap pembebanan dilakukan terlebih dahulu untuk mendapatkan tegangan tegangan *Equivalent Von Mises* sebagai dasar beban siklik. Dalam simulasi beban secara vertikal, dilakukan analisa tegangan *Equivalent Von Mises* saat beban maksimal dan juga saat tanpa beban. Hasil tegangan terbesar keduanya dibandingkan untuk mencari *ratio* (R) tegangan siklik. Setelah simulasi pembebanan statis tersebut, selanjutnya dilakukan analisa *fatigue* menggunakan *Fatigue Tool* pada *bar Solution* untuk mengetahui *fatigue life* (Cycle), *fatigue damage*, serta *safety factor*. Tipe analisis yang digunakan adalah *Stress-Life* dan *Mean Stress Theory Gerber* karena material memiliki sifat *ductile*.

3.6 Verifikasi dan Validasi

Melalui *software ANSYS Workbench 18.0*, analisa *fatigue Slewing Tower Level Luffing Crane* ini akan menghasilkan angka *fatigue life (Cycle)*, *fatigue damage* dan *safety factor*. Untuk memastikan hasil tersebut telah sesuai, maka akan dilakukan proses validasi dengan perhitungan teoritis *fatigue life* berdasarkan aturan *Palmgreen Miner* berikut *fatigue damage* dan *safety factor* seperti yang telah dijelaskan pada bab 2.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

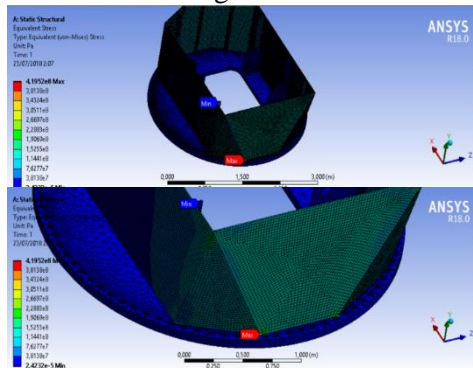
ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Simulasi *Software ANSYS Workbench 18.0*

4.1.1 Analisa *Fatigue* Secara Vertikal

Pada analisis *fatigue* secara vertikal, dilakukan 2 kali simulasi yaitu saat *crane* mengangkat beban maksimal dan juga tanpa beban. 1 siklus pembebanan meliputi 1 proses pemindahan beban maksimal, dari pengangkatan hingga penurunan beban. Oleh karena itu, diperlukan analisa statis dengan tegangan *Equivalent Von-Mises* terbesar dari kedua proses tersebut sebagai hasil untuk kemudian didapatkan *ratio* (R) tegangan siklik yang bekerja pada *tower Slewing Tower Level Luffing Crane* ini.

Dengan *load condition* yang diberikan sesuai dengan hasil perhitungan secara statis saat mengangkat beban maksimal, didapat hasil distribusi tegangan *Equivalent Von-Mises* sebagai berikut:

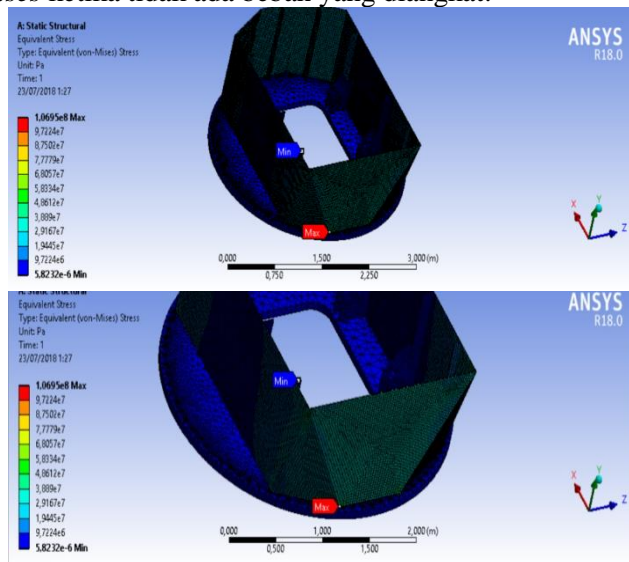


Gambar 4.1 Distribusi Tegangan *Equivalent Von-Mises* dengan Beban Maksimal

Tabel 4. 1 Tegangan *Equivalent Von-Mises* dengan Beban Maksimal

Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i> (Mpa)	
Maksimum	Minimum
419,52	2,42E-05

Selanjutnya dengan pembebanan yang berbeda, berikut adalah hasil distribusi tegangan *Equivalent Von-Mises* ketika tidak ada beban yang diangkat:



Gambar 4.2 Distribusi Tegangan *Equivalent Von-Mises* tanpa Beban

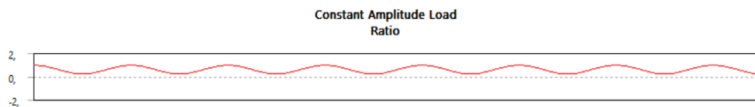
Tabel 4. 2 Tegangan *Equivalent Von-Mises* tanpa Beban

Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i> (Mpa)	
Maksimum	Minimum
106,95	5,82E-06

Setelah didapat hasil distribusi tegangan *Equivalent Von-Mises* dari 2 kondisi pembebanan tersebut, dilakukan perhitungan *ratio* (R) tegangan siklik. Tegangan maksimum saat pembebanan maksimal menjadi tegangan maksimum, sedangkan tegangan maksimum saat tidak ada beban menjadi tegangan minimum. Perhitungan dilakukan seperti di bawah ini:

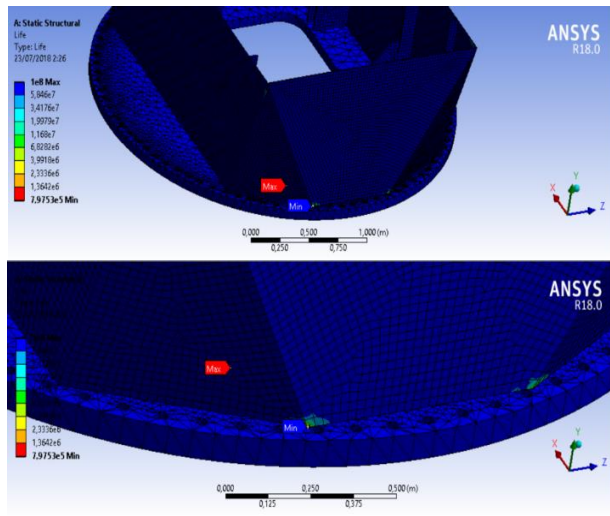
$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{106,95 \text{ (MPa)}}{419,52 \text{ (MPa)}} = 0,254934$$

Sehingga, didapat tegangan siklik berdasarkan *ratio* (R) sebagai berikut:



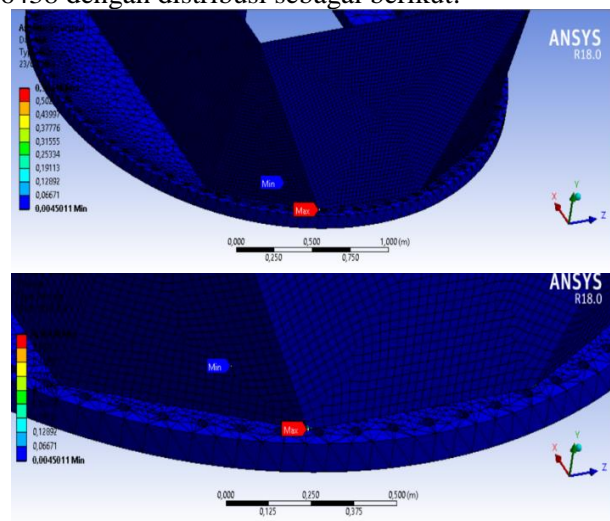
Gambar 4.3 Tegangan Siklik berdasarkan *Ratio* (R) Tegangan

Selanjutnya, analisis *fatigue* dilakukan pada simulasi pembebanan maksimal dengan menggunakan *bar solution Fatigue Tool* dan *loading type Ratio*. *Ratio* (R). Tegangan siklik hasil perhitungan di atas dimasukkan kedalam *bar Loading* dan didapat hasil *fatigue life* minimum 797530 *cycles*. Distribusi *fatigue life* yang didapat adalah sebagai berikut:



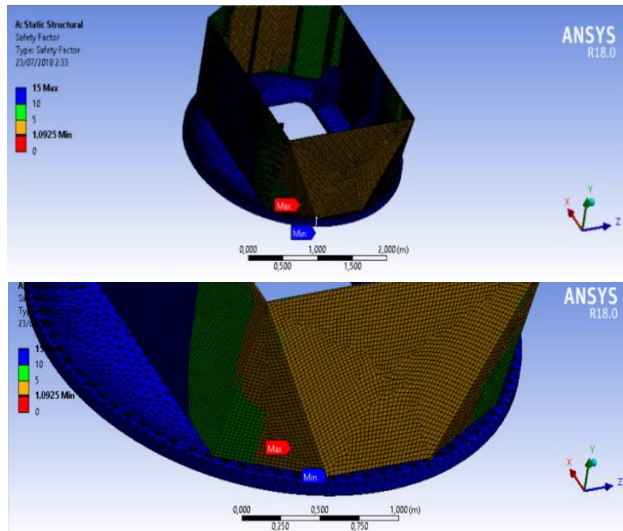
Gambar 4.4 Distribusi *Fatigue Life*

Yang kedua, *fatigue damage* terbesar yang didapat adalah 0,56438 dengan distribusi sebagai berikut:



Gambar 4.5 Distribusi *Fatigue Damage*

Kemudian, didapat juga *safety factor* terkecil yaitu 1,0925 dengan distribusi sebagai berikut:



Gambar 4.6 Distribusi *Safety Factor*

Agar lebih sederhana, berikut adalah rangkuman hasil analisis *fatigue* secara vertikal:

Tabel 4. 3 Hasil Analisis *Fatigue* Secara Vertikal

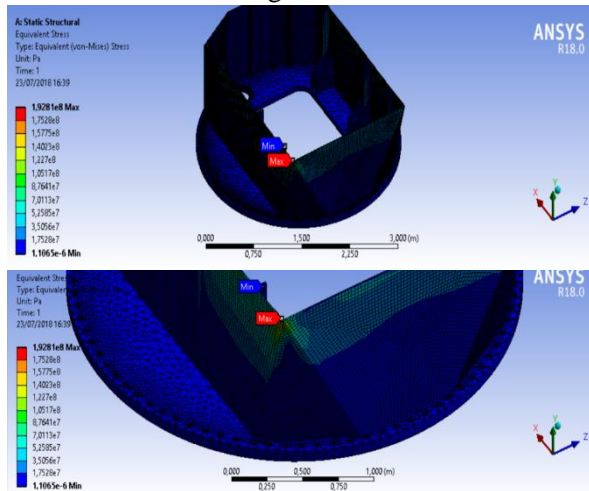
Hasil Analisa	
<i>Fatigue life</i>	797530
<i>Fatigue damage</i>	0,56438
<i>Safety factor</i>	1,0925

4.1.2 Analisa *Fatigue* Secara Horizontal

Berbeda dengan analisis *fatigue* secara vertikal, pada pembebanan horizontal digunakan *loading type Fully Reversed* karena arah dan besar momen maksimum yang bekerja pada *jib* sama. Oleh karena itu, analisis dilakukan hanya pada 1 kondisi pembebanan maksimal. Namun, analisis statis untuk memperoleh tegangan *Equivalent Von-*

Mises terbesar tetap dilakukan sebagai dasar proses analisis *fatigue* selanjutnya.

Dengan *load condition* yang diberikan sesuai dengan hasil perhitungan secara statis saat mengangkat beban maksimal, didapat hasil distribusi tegangan *Equivalent Von-Mises* sebagai berikut:

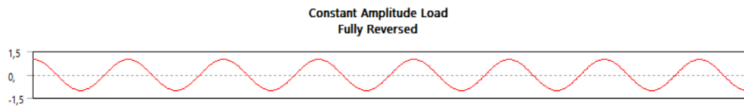


Gambar 4.7 Distribusi Tegangan *Equivalent Von-Mises*

Tabel 4. 4 Tegangan *Equivalent Von-Mises*

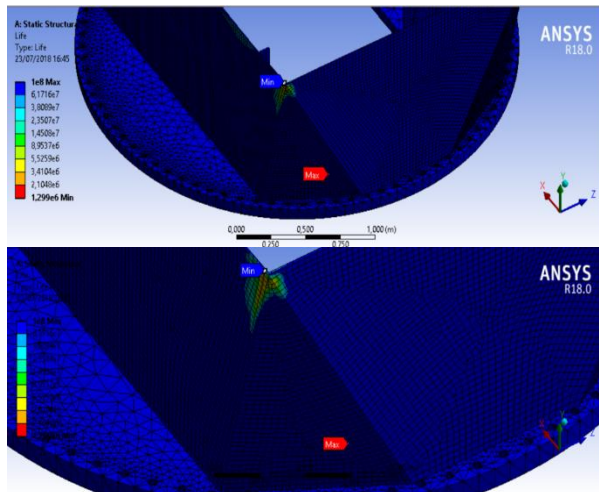
Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i> (Mpa)	
Maksimum	Minimum
192,81	1,11E-06

Selanjutnya, analisis *fatigue* dilakukan dengan mengasumsikan gerakan angin yang bekerja diasumsikan berhembus dari arah berlawanan secara bergantian dalam 1 *cycle*. Oleh karena itu, dipilih *loading type Fully Reversed* atau *ratio (R) -1* pada *bar solution Fatigue Tool* sehingga didapat tegangan siklik berdasarkan *ratio (R)* seperti di bawah ini:



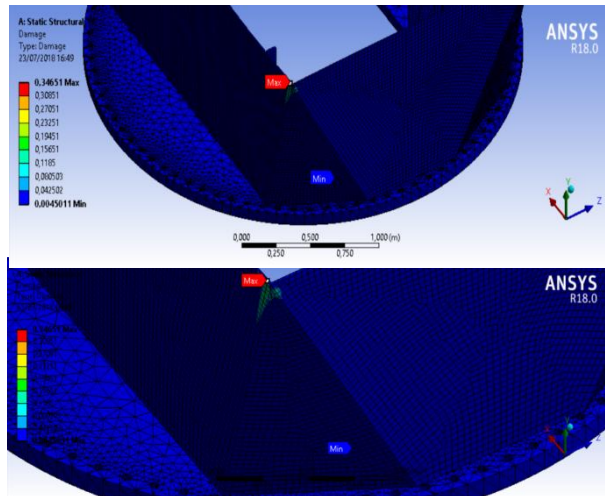
Gambar 4.8 Tegangan Siklik *Fully Reversed*

Berdasarkan hasil analisis tersebut, didapat *fatigue life* minimum 1299000 *cycles*. Distribusi *fatigue life* yang didapat adalah sebagai berikut:



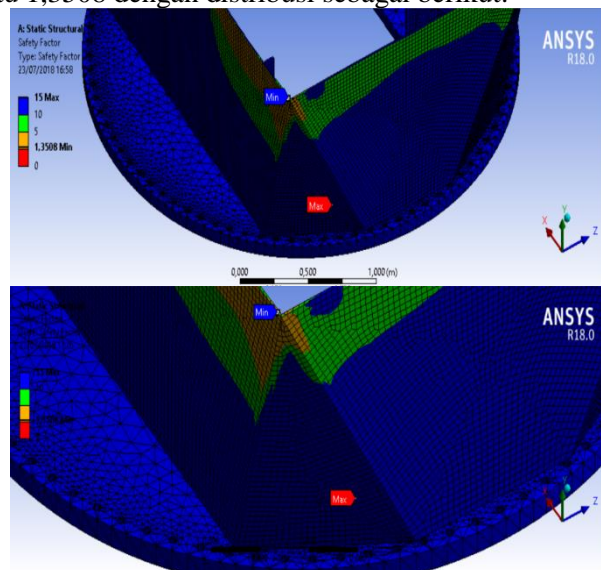
Gambar 4.9 Distribusi *Fatigue Life*

Yang kedua, *fatigue damage* terbesar yang didapat adalah 0,34651. Hasil distribusi *fatigue damage* dapat dilihat sebagai berikut:



Gambar 4.10 Distribusi *Fatigue Damage*

Kemudian, didapat juga *safety factor* terkecil yaitu 1,3508 dengan distribusi sebagai berikut:



Gambar 4.11 Distribusi *Safety Factor*

Agar lebih sederhana, berikut adalah rangkuman hasil analisis *fatigue* secara horizontal:

Tabel 4. 5 Hasil Analisis *Fatigue* Secara Horizontal

Hasil Analisa	
<i>Fatigue life</i>	1299000
<i>Fatigue damage</i>	0,34651
<i>Safety factor</i>	1,3508

4.2 Tahap Validasi

Sesuai data operasional *Slewing Tower Level Luffing Crane* yang didapat dari PT. Lelangon, diketahui:

- 1 *cycle*
= 5 menit/*cycle*
- Rata-rata *cycle*/jam
= 60 menit/1 jam : 5 menit/*cycle*
= 12 *cycles*/jam
- Rata-rata *cycle*/hari
= 12 *cycle*/jam x 18 jam/hari
= 216 *cycles*/hari
- Rata *cycle*/operasi
= 216 *cycle*/hari x 6 hari/operasi
= 1296 *cycles*/operasi (Bongkar 2 tongkang)
Terdapat 3 kali *down time* untuk *maintenance* selama masing-masing 3 minggu, sehingga:
- Hari/tahun
= 365 hari – (9 x 7 hari)
= 302 hari/tahun
Terdapat waktu menunggu kapal selanjutnya datang selama 7 hari, sehingga 1 kali proses pembongkaran 2 tongkang terhitung total 13 hari/operasi.
- Rata-rata operasi/tahun
= 1 operasi/13 hari x 302 hari/tahun
= 23,231 operasi/tahun

- Rata-rata *cycle*/tahun (n)
 $= 1296 \text{ cycle/operasi} \times 23,231 \text{ operasi/tahun}$
 $= 30107,077 \text{ cycles/tahun}$

Hasil rata-rata *cycle*/tahun inilah yang akan digunakan sebagai acuan dalam proses validasi menggunakan *hand calculation*.

4.2.1 Analisis *Fatigue* Secara Vertikal

a. *Fatigue Life*

Hasil dari simulasi menunjukkan *fatigue life* sebesar 797530 *cycles* di mana dalam satuan tahun yaitu:

$$L = 797530 \text{ cycles} : 30107,077 \text{ cycles/tahun}$$

$$= 26,49 \text{ tahun}$$

Sehingga berdasarkan hasil simulasi, *fatigue life* dari konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini mencapai 26,49 tahun. Sedangkan dengan aturan *Palmgreen Miner*, *fatigue life* dapat diperoleh dari perhitungan berikut:

- Mencari σ_a *Effective (Equivalent Alternating Stress)*
 $\sigma_{max} = 419,52 \text{ (MPa)}$
 $\sigma_{min} = 106,95 \text{ (MPa)}$
 $S_u = 490 \text{ (MPa)}$
 $\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = \frac{(419,52 - 106,95)}{2} = 156,29 \text{ (MPa)}$
 $\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} = \frac{(419,52 + 106,95)}{2} = 263,24 \text{ (MPa)}$
 $\sigma_a \text{ Effective (Equivalent Alternating Stress)} =$
 $\sigma_a \left(\frac{S_u^2}{S_u^2 - \sigma_m^2} \right)$
 $\sigma_a \text{ Effective} = 156,29 \left(\frac{490^2}{490^2 - 263,24^2} \right) \text{ (MPa)}$
 $\sigma_a \text{ Effective} = 154,58 \left(\frac{240100}{240100 - 69292,67} \right) \text{ (MPa)}$
 $\sigma_a \text{ Effective} = 154,58 \times 1,406 \text{ (MPa)}$
 $\sigma_a \text{ Effective} = 219,69 \text{ (MPa)}$

- Mencari *cycle* dari S-N Curve material

Pada tahap ini, perlu dilakukan interpolasi untuk mengetahui *cycle* pada σ_a *Effective* berdasarkan

S-N Curve material *High Strength Steel S355J2G3* seperti di bawah ini:

$$\frac{250 - 219,69}{30,314} = \frac{219,69 - 205}{14,69}$$

$$\frac{500000 - N}{30,314} = \frac{N - 1000000}{14,69}$$

$$500000 - N = \frac{N - 1000000}{14,69} \cdot 30,314$$

$$30,314N - 30314000 = 7345000 - 14,69N$$

$$45N = 37659000$$

$$N = 836866,67 \text{ cycles}$$

- Perhitungan dengan aturan *Palmgreen Miner*

$$D = \frac{n}{N} = \frac{30107,077}{836866,67} = 0,036$$

$$L = \frac{1}{D} = \frac{1}{0,036} = 27,8 \text{ tahun}$$

Berdasarkan aturan *Palmgreen Miner*, *fatigue life* dari konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini mencapai 27,8 tahun.

b. *Fatigue Damage*

$$\text{Fatigue damage} = \frac{\text{Design life}}{\text{Estimated fatigue life}}$$

$$\text{Fatigue damage} = \frac{15 \text{ tahun}}{27,8 \text{ tahun}}$$

$$\text{Fatigue damage} = 0,5396$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, *fatigue damage* dari konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini adalah 0,5396.

c. *Safety Factor*

Sejak 2014, saat ini usia *Slewing Tower Level Luffing Crane* (*Service life*) mencapai 4 tahun.

$$\text{Safety factor} = \frac{\text{Estimated fatigue life}}{\text{Service life}}$$

$$\text{Safety factor} = \frac{27,8 \text{ tahun}}{4 \text{ tahun}}$$

$$\text{Safety factor} = 6,949$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, *safety factor* dari konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* saat ini adalah 6,949.

Agar lebih sederhana, berikut adalah rangkuman hasil analisis *fatigue* secara vertikal:

Tabel 4. 6 Hasil Analisis *Fatigue* Secara Vertikal

Hasil Analisa	
<i>Fatigue life</i>	27,8 tahun
<i>Fatigue damage</i>	0,5396
<i>Safety factor</i>	6,949

4.2.2 Analisis *Fatigue* Secara Horizontal

a. *Fatigue Life*

Hasil dari simulasi menunjukkan *fatigue life* sebesar 1299000 *cycles* di mana dalam satuan tahun yaitu:

$$L = 1299000 \text{ cycles} : 30107,077 \text{ cycles/tahun} \\ = 43,15 \text{ tahun}$$

Sehingga berdasarkan hasil simulasi, *fatigue life* dari konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini mencapai 43,15 tahun. Sedangkan dengan aturan *Palmgreen Miner*, *fatigue life* dapat diperoleh dari perhitungan berikut:

- Mencari σ_a *Effective (Equivalent Alternating Stress)*

$$\sigma_{max} = 192,81 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{min} = -192,81 \text{ (MPa)}$$

$$S_u = 490 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = \frac{(192,81 - (-192,81))}{2} = 192,81 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} = \frac{(192,81 + (-192,81))}{2} = 0 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_a \text{ Effective (Equivalent Alternating Stress)} = \sigma_a \left(\frac{S_u^2}{S_u^2 - \sigma_m^2} \right)$$

$$\sigma_a \text{ Effective} = 192,81 \left(\frac{490^2}{490^2 - 0^2} \right) (MPa)$$

$$\sigma_a \text{ Effective} = 192,81 \left(\frac{240100}{240100 - 0} \right) (MPa)$$

$$\sigma_a \text{ Effective} = 192,81 \times 1 (MPa)$$

$$\sigma_a \text{ Effective} = 192,81 (MPa)$$

- Mencari *cycle* dari S-N Curve material

Pada tahap ini, perlu dilakukan interpolasi untuk mengetahui *cycle* pada $\sigma_a \text{ Effective}$ berdasarkan S-N Curve material *High Strength Steel S355J2G3* seperti di bawah ini:

$$\begin{aligned} \frac{205 - 192,81}{1000000 - N} &= \frac{192,81 - 130}{N - 5000000} \\ \frac{12,19}{1000000 - N} &= \frac{62,81}{N - 5000000} \\ 12,19N - 60950000 &= 62810000 - 62,81N \\ 75N &= 123760000 \\ N &= 1650133,333 \text{ cycles} \end{aligned}$$

- Perhitungan dengan aturan *Palmgreen Miner*

$$D = \frac{n}{N} = \frac{30107,077}{1650133,333} = 0,01$$

$$L = \frac{1}{D} = \frac{1}{0,018} = 54,81 \text{ tahun}$$

Berdasarkan aturan *Palmgreen Miner*, *fatigue life* dari konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini mencapai 54,81 tahun.

b. *Fatigue Damage*

$$\text{Fatigue damage} = \frac{\text{Design life}}{\text{Estimated fatigue life}}$$

$$\text{Fatigue damage} = \frac{15 \text{ tahun}}{54,81 \text{ tahun}}$$

$$Fatigue\ damage = 0,27368$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, *fatigue damage* dari konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini adalah 0,27368.

c. *Safety Factor*

Sejak 2014, saat ini usia *Slewing Tower Level Luffing Crane* (*Service life*) mencapai 4 tahun.

$$Safety\ factor = \frac{Estimated\ fatigue\ life}{Service\ life}$$

$$Safety\ factor = \frac{54,81\ tahun}{4\ tahun}$$

$$Safety\ factor = 13,702$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, *safety factor* dari konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* saat ini adalah 13,702.

Agar lebih sederhana, berikut adalah rangkuman hasil analisis *fatigue* secara horizontal:

Tabel 4. 7 Hasil Analisis *Fatigue* Secara Horizontal

Hasil Analisa	
<i>Fatigue life</i>	54,81 tahun
<i>Fatigue damage</i>	0,27368
<i>Safety factor</i>	13,702

Setelah dilakukan simulasi dan *hand calculation*, berikut merupakan rangkuman secara keseluruhan hasil analisis *fatigue* dari *Slewing Tower Level Luffing Crane*:

Tabel 4. 8 Hasil Analisis *Fatigue* Secara Keseluruhan

Analisis		Hasil	
		Simulasi	<i>Hand calculation</i>
Secara vertikal	<i>Fatigue life</i>	26,49 tahun	27,8 tahun
	<i>Fatigue damage</i>	0,56438	0,5396
	<i>Safety factor</i>	1,0925	6,949
Secara horizontal	<i>Fatigue life</i>	43,15 tahun	54,81 tahun
	<i>Fatigue damage</i>	0,34651	0,27368
	<i>Safety factor</i>	1,3508	13,702

Pada *fatigue life* dan *fatigue damage*, tidak terdapat perbedaan yang signifikan antara hasil simulasi dan *hand calculation*. Sedikit *error* yang dihasilkan disebabkan oleh penggunaan interpolasi saat pembacaan diagram S-N *curve* yang bersifat semi-log.

Sedangkan pada *fatigue safety factor*, terdapat perbedaan yang sangat besar antara hasil simulasi dan *hand calculation*. Perbedaan ini disebabkan karena *safety factor* hasil perhitungan merupakan *safety factor* analisis. Semakin lama penundaan proses analisis, *service life* dari objek semakin besar hingga mencapai *fatigue life* yang diestimasi. Sehingga, *safety factor* akan terus mengecil hingga mencapai angka satu.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis *fatigue* yang telah dilakukan terhadap *Slewing Tower Level Luffing Crane*, berikut merupakan kesimpulan dari penelitian ini:

1. Dengan pembebanan maksimal secara vertikal, *fatigue life* dari *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini mencapai 26,49 tahun. Sedangkan dengan pembebanan horizontal, didapat *fatigue life* yang lebih besar yaitu 43,15 tahun. Kedua angka tersebut menunjukkan bahwa kondisi konstruksi *crane* aman baik secara vertikal maupun horizontal.
2. Dengan pembebanan maksimal secara vertikal, *fatigue damage* dari *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini mencapai 0,53433. Sedangkan dengan pembebanan horizontal, didapat *fatigue damage* yang lebih kecil yaitu 0,34651. Dari hasil yang didapat, kedua *fatigue damage* berada di bawah angka satu dan menunjukkan bahwa konstruksi *crane* aman baik secara vertikal maupun horizontal.
3. Dengan pembebanan maksimal secara vertikal, *fatigue safety factor* dari *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini mencapai 1,0925. Lalu dengan pembebanan secara horizontal, Sedangkan dengan pembebanan horizontal, didapat *fatigue safety factor* yang lebih besar yaitu 1,3508. Dari hasil yang didapat, kedua *fatigue safety factor* melebihi angka satu dan menunjukkan bahwa konstruksi *crane* aman baik secara vertikal maupun horizontal. Selain itu, dari pengerjaan *hand calculation* pada *service life* saat ini, diperoleh *safety factor* Analisa yang cukup besar yaitu

6,949 untuk pembebanan vertikal dan 13,702 untuk pembebanan horizontal. Hal ini menunjukkan bahwa secara vertikal dan horizontal, *fatigue life* masih berada jauh setelah proses analisis *fatigue* dilakukan.

4. Baik secara vertikal maupun horizontal, estimasi *fatigue life* lebih besar daripada usia *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini saat terjadi *crack* yaitu 3 tahun. Oleh karena itu, *fatigue* bukan merupakan penyebab terjadinya kegagalan *crack* yang terjadi.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil yang telah didapat, berikut merupakan saran yang bisa diberikan oleh penulis:

1. Adanya interpolasi pada data semi-log S-N *curve* menyebabkan *cycle* yang didapat tidak akurat. Oleh karena itu, sebaiknya dilakukan pembacaan S-N *curve* secara manual.
2. Pembebanan horizontal berupa angin dan pengaruh inersia beban akibat pergerakan *jib* juga sangat berpengaruh berpengaruh terhadap ketahanan konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane*. Karena kegagalan tidak selalu diakibatkan oleh pembebanan secara vertikal, maka perlu dilakukan kajian dan analisis desain secara horizontal yang lebih komprehensif.
3. Parameter lain yang bekerja pada *Slewing Tower Level Luffing Crane* seperti pengaruh getaran dan data rekam histogram beban aktual sesuai keadaan di lapangan sangat diperlukan untuk hasil analisis *fatigue* yang lebih akurat.
4. Program perawatan dari segi konstruksi, sistem kelistrikan, hingga permesinan disarankan untuk selalu dilakukan secara rutin. Inspeksi berkala dalam waktu tertentu juga dapat membantu menyelesaikan

masalah-masalah yang terjadi secara cepat dan tanggap.

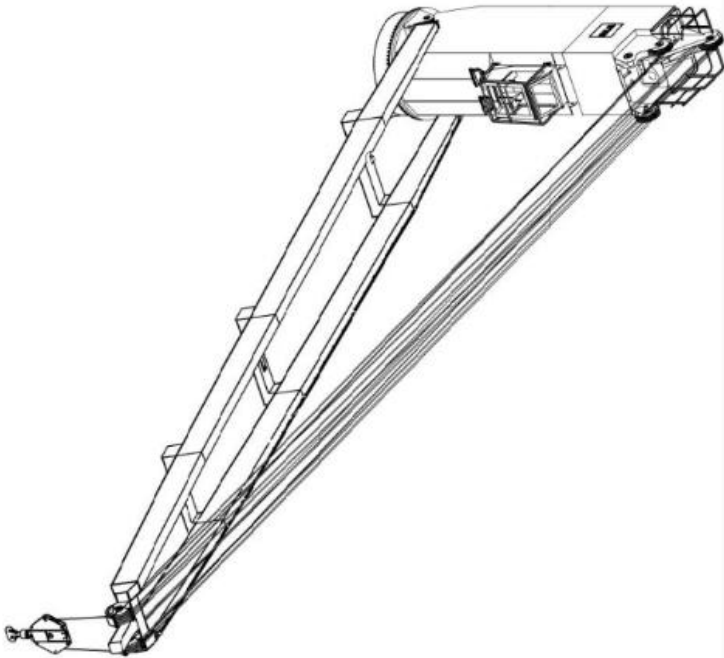
Halaman ini sengaja dikosongkan

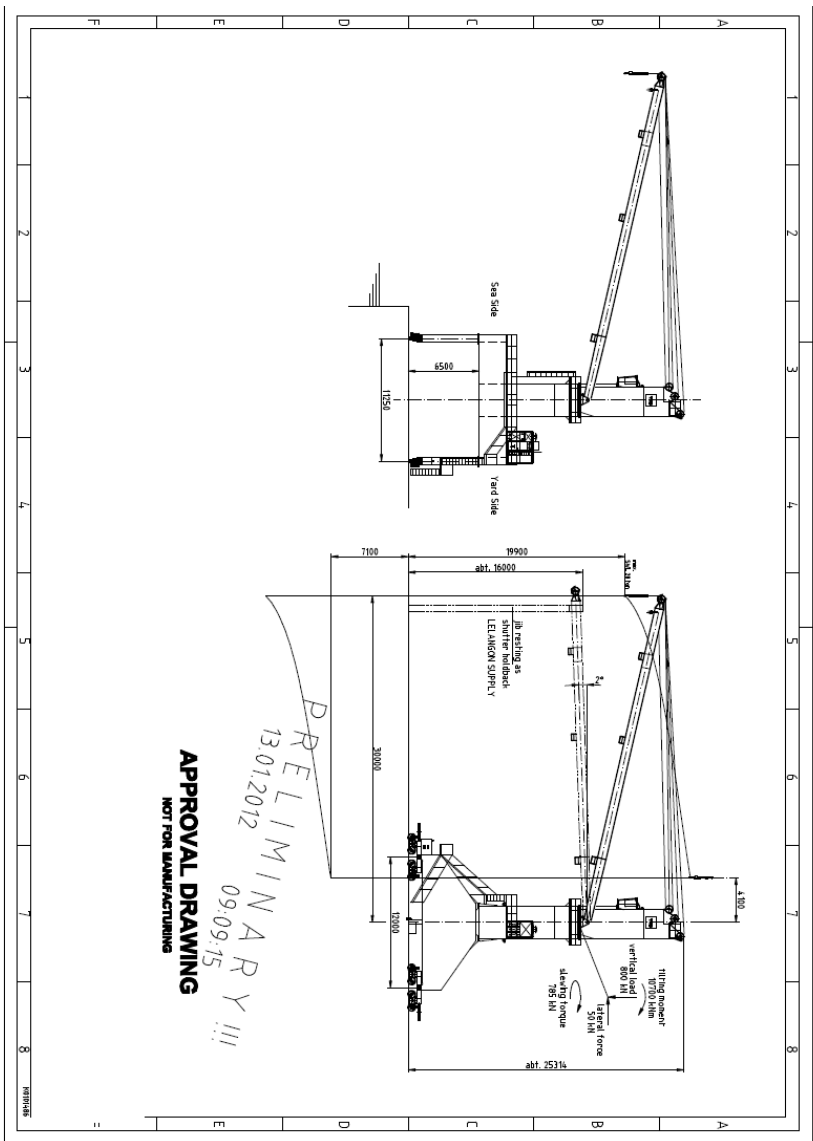
DAFTAR PUSTAKA

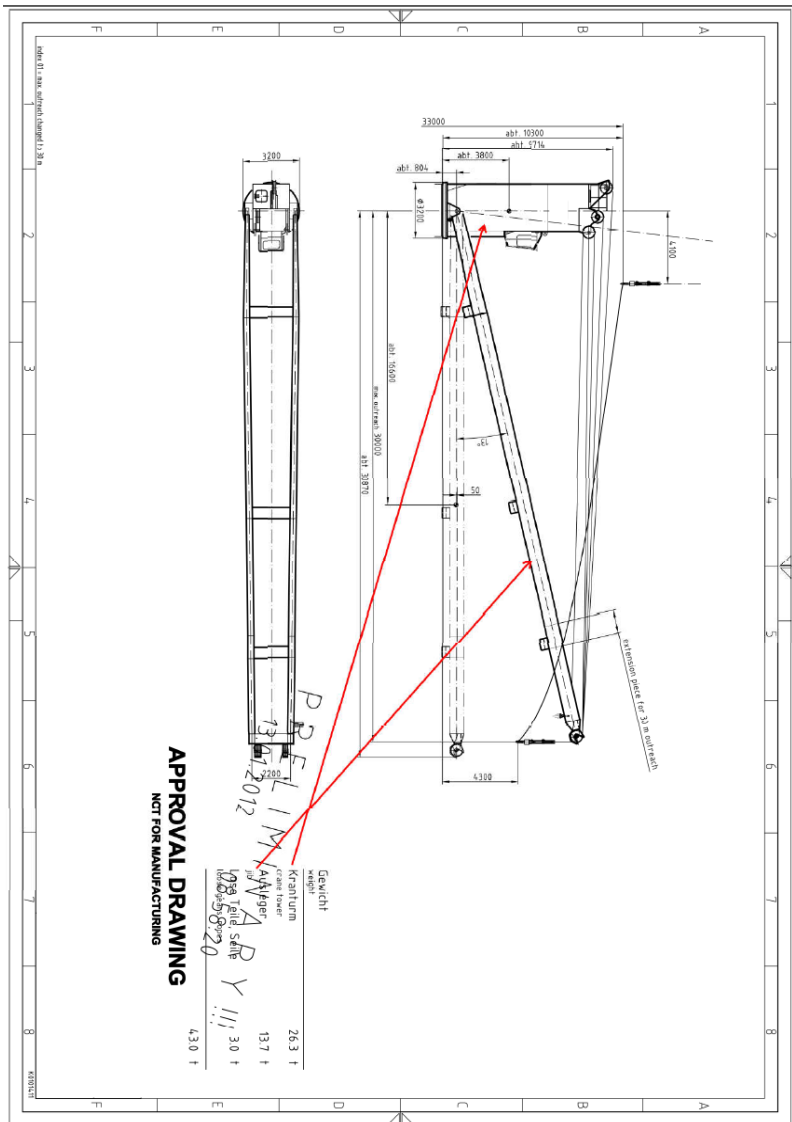
- Akuan, Abrianto. 2007. “Diktat Kuliah Kelelahan Logam”. Jakarta, Universitas Jenderal Ahmad Yani.
- Amar, Chairul. 2008. “Tugas Akhir – Digilib ITB”. Bandung, Institut Teknologi Bandung.
- Anonim. “Mekanika II - Sistem Kerangka Non Inersia”. Diambil dari: <https://www.slideshare.net/brefaelmusafiroh/bab-5-sistem-kerangka-non-inersia>
- Awwaluddin, M et al. “Analisa *Fatigue Life* pada Struktur Dudukan *Bogie* pada Perancangan dan Pengembangan Monorail UTM-125 Kapasitas 24 Ton Menggunakan Metode Elemen Hingga”. Jakarta, Universitas Indonesia.
- Budynas, Richard G. dan J. Keith Nisbett. 2015. “10th Edition Shigley’s Mechanical Engineering *Designed*”. New York City: McGraw-Hill Education.
- Hibbeler, R. C. 2003. “8th Edition Mechanics of Material”. Upper Saddle River: Pearson Education, Inc.
- Instutut teknologi bandung. “Analisis *Fatigue* Bab 6” [Dokumen PDF]. Diambil dari: <http://digilib.itb.ac.id/files/disk1/629/jbptitbpp-gdl-chairulamr-31418-7-2008ta-6.pdf>
- Kwan, Michelle et al. “Model Pengukuran Tingkat Keselamatan Kerja Penggunaan *Tower Crane*”. Surabaya, Universitas Kristen Petra.
- Logan, Daryl L. 2002. “A First Course in the Finite Element Method”. Pacific Grove: Thomson Learning, Inc.
- Mechanical engineering Department Carlos III University. “Cranes Transportation” [PowerPoint Slides]. Diambil dari: <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/transport-engineering/ingenieria-mecanica/transport-engineering/transparencias/Cranes.pdf>

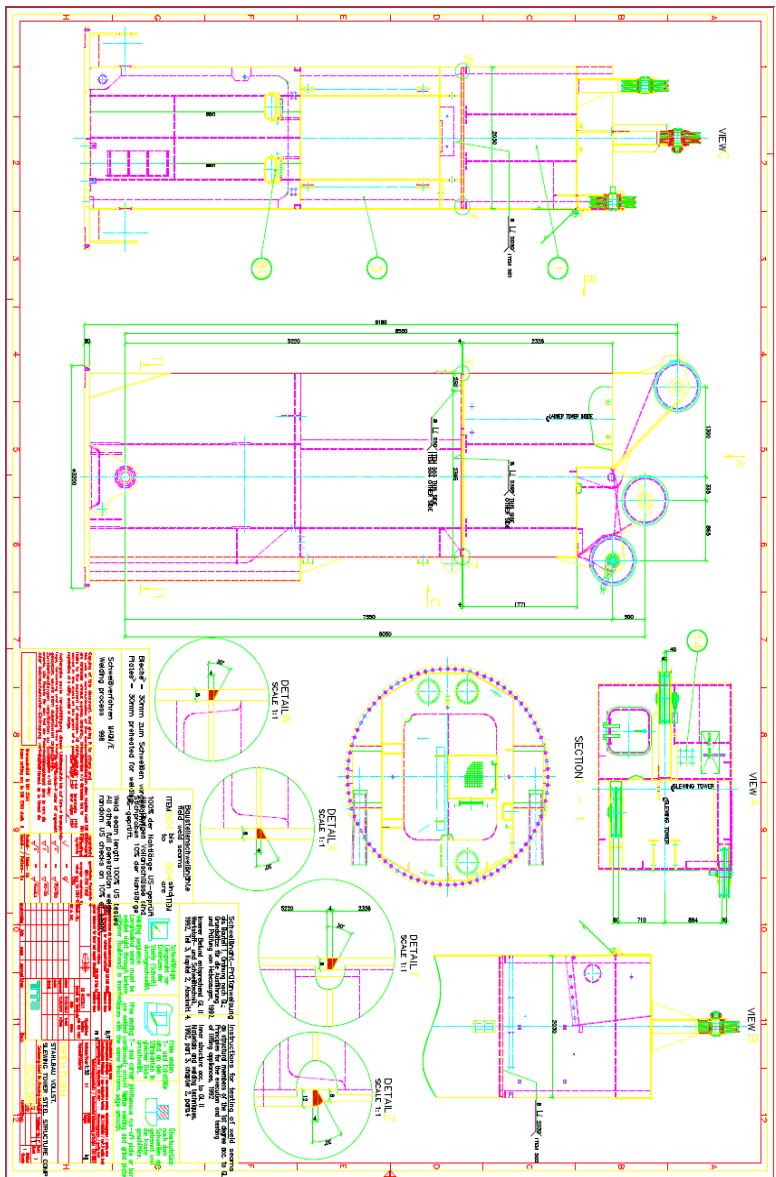
- Putra, Permana Ryandi. 2015. "Analisis Kekuatan Struktur dan estimasi *Fatigue Life* pada Konstruksi *Container Crane* Tipe RTG Berkapasitas SWL 35 Ton". Surabaya, Politeknik Perkapalan Negeri.
- Rostiyanti, Susi Fatena. 2008. "Alat Berat untuk Proyek Konstruksi". Jakarta: Rineka Cipta.
- Sadat, Anwar dan Mohammad Nurul Misbah. 2012. "Analisa Umur Kelelahan (*Fatigue Life*) *Scantling Support Structure Module* FSO Cinta Natomas". Surabaya, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Solfins FEA and Fatigue Report. 2010. "Mechanical Analysis and Optimisation of Front Roller Assembly".
- Zhang, Shengwei et al. 2015. "Fatigue Life Prediction of Aluminum Alloy welding Spot Based on the Workbench". Shanghai, Shanghai University of Engineering Science.

LAMPIRAN









TTS-IMG Marine Cranes GmbH		PARTS LIST		Mark 190		PRINT: 29.01.2013 (ZMZF2107)		Responsible Dep VKR 241		Print-Date 29.01.2013	
Item	Quantity	QC Description/Dimensions	Standard	Material	Met. no.	Draw.No	F DI/PI	Weight	Ac I	Manuf.	
0001	1,000	PC STEWING TOWER UPPER PART NL 30T-26M		5010447	5010447	0 00/00		2.741,8	89		
0003	1,000	PC STEWING TOWER LOWER PART		5010366	5010366	0 00/00		8.827,6	89		
0014	1,000	PC WELDING PARTS		5005114		6 /00		37,4	82		
0080	1,000	PC DECK LIGHTING ON CRANE TOWER		5001060	5001060	1 00/01		4,1	89		
0099	1,000	PC USE STEWING TOWER UPPER PART COMPL. 5005071 AND CUT THE LEFT ROPE PULLEY SUPPORT ACCORDING TO 5010434. WELD THE NEW ROPE PULLEY SUPPORT 5010426 ACCORDING TO THE DRAWING, TOO. USE STEWING TOWER UPPER PART COMPL. 5005071 AND CUT THE LEFT ROPE PULLEY SUPPORT ACCORDING TO 5010434. WELD THE NEW ROPE PULLEY SUPPORT 5010426 ACCORDING TO THE DRAWING, TOO.	DIN					/00			
Sum Weight/Execution: 11.610,9											
Manufacturer		Quant. code		Name T-Dep.		Tech. Tel. TD		Date		Pr. i	
Project /Client / Code word		F - Format code		Konig		VKR		241		13.06.12	
		Total Weight		Description		Stewing Tower Steel Compl.		Stat			
		11.610,9									
Order 2-571-74137		Assembly group no. 01 01 00 00 00 00 00		Quant. to Part no. Draw-No. I 05010367		F DI/PI 1 00/00		AC 82		Revision no. B2B00	
ZMZF2107		Paint. area m2:		look at Korrosion part list						Rev. date 13.06.12	
										Page 1 E	

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis, Hanun Ariibah Romiizah Cahyono merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Lahir pada tanggal 24 Oktober 1996 di Situbondo. Penulis memulai pendidikannya di TK Dharma Wanita ITS (2000 - 2002). Kemudian melanjutkan pendidikan di SD Negeri Klampis Ngasem I/246 Surabaya (2002-2008), SMP Negeri 1 Surabaya (2008-2011), dan SMAN 5 Surabaya (2011-2014). Setelah menyelesaikan pendidikan SMA pada tahun 2014, penulis melanjutkan pendidikan ke tahap perguruan tinggi di S1 Teknik Mesin ITS (2014-2018) melalui jalur SBMPTN.

Semasa SMA, penulis aktif dalam kegiatan ekstrakurikuler Smala *Dance Crew* (SDC) dan Paduan Suara Gita Smala (PSGS). Sedangkan semasa kuliah, penulis aktif menjabat di posisi divisi *External Relation* pada Mesin *Music Club* (MMC) dan ITS *Team Sapuangin*. Prestasi yang pernah diraih penulis semasa kuliah antara lain sebagai peserta terpilih *Kumamoto University Summer Program*, Jepang (2015), Magang Ormawa di *King Mongkut's Institute Technology Ladkrabang*, Thailand (2016), dan *Student Exchange* di *Gyeongsang National University*, Korea Selatan (2017). Penulis juga sempat menerima Beasiswa Djarum Beasiswa Plus (2016-2017) dan Peningkatan Prestasi Akademik (PPA). Penulis dapat dihubungi melalui email hanuncahyono@gmail.com

Halaman ini sengaja dikosongkan